

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

**ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ГОРОДСКОГО ХОЗЯЙСТВА имени А. Н. БЕКЕТОВА**

Д. Ю. ЗУБЕНКО

**ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ
ТЯГОВЫХ ПЕРЕДАЧ РЕЛЬСОВОГО
ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА**

МОНОГРАФИЯ

Харьков – ХНУГХ им. А. Н. Бекетова – 2015

УДК 621.333
ББК 39.15
3-91

Автор:

Д. Ю. Зубенко, кандидат технических наук, доцент кафедры электрического транспорта Харьковского национального университета городского хозяйства имени А. Н. Бекетова

Рецензенты:

Е. Д. Тартаковский, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой эксплуатации и ремонта подвижного состава, Харьковской государственной академии железнодорожного транспорта;

С. А. Калкаманов, доктор технических наук, профессор кафедры электрического транспорта Харьковского национального университета городского хозяйства имени А. Н. Бекетова;

В. Г. Пузырь, доктор технических наук, профессор, руководитель экспертной группы по аттестации локомотивных предприятий и участков эксплуатации локомотивных депо (г. Харьков)

*Рекомендовано к печати
на заседании Ученого совета Харьковского национального
университета городского хозяйства имени А. Н. Бекетова,
протокол № 2 от 29.10.2015 г.*

Зубенко Д. Ю.

3-91 Повышение надежности тяговых передач рельсового электротранспорта : монография / Д. Ю. Зубенко; Харьков. нац. ун-т гор. хоз-ва им. А. Н. Бекетова. – Харьков : ХНУГХ им. А. Н. Бекетова, 2015. – 121 с.

ISBN 978-966-695-359-2

В работе рассматриваются теоретические и практические вопросы работы тяговых передач, их динамика и прочность, а также технический ресурс. Обоснована целесообразность внедрения новых технологий ремонта, восстановления, уменьшения трения и повышения ресурса.

В монографии показана комплексная модель оценки ресурса тяговых передач подвижного состава, рельсового электротранспорта для всех стадий жизненного цикла. Данная модель базируется на линейных и экспоненциальных зависимостях износа рабочей поверхности зубчатых колес. Основные условия работы ее – это износная равнопрочность при использовании новых технологий эксплуатации и ремонта.

Монография предназначена для ученых, ведущих специалистов научно-исследовательских и транспортных организаций, а также будет полезной преподавательскому составу, аспирантам и студентам технических специальностей.

**УДК 621.333
ББК 39.15**

ISBN 978-966-695-359-2

© Д. Ю. Зубенко, 2015
© ХНУГХ им. А. Н. Бекетова, 2015

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
Раздел 1 АНАЛИЗ ИЗНОСА ТЯГОВЫХ ПЕРЕДАЧ	
РЕЛЬСОВОГО ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА	8
1.1 Развитие системы технического обслуживания и текущего ремонта тягового подвижного состава.....	8
1.2 Условия работы и требования, предъявляемые к тяговым передачам.....	9
1.3 Особенности НАНОПРОТЕК-технологий и их влияние на процесс ремонта.....	12
1.4 Динамика и прочность тяговых приводов электропоездов.....	19
1.5 Влияние износов зубчатых колес на ресурс тяговой передачи.....	29
1.6 Выводы.....	36
Раздел 2 ФОРМАЛИЗАЦИЯ ЗАДАЧ ОЦЕНКИ РЕСУРСА ТЯГОВЫХ	
ПЕРЕДАЧ РЕЛЬСОВОГО ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА	38
2.1 Оценка равнопрочности деталей тяговых передач.....	43
2.2 Виды износов и закономерности процесса изнашивания.....	43
2.3 Прогнозирование динамики износа.....	46
2.4 Вероятностная модель износа.....	48
2.5 Модель оценки ресурса тяговых передач электропоездов.....	54
2.6 Выводы.....	59
Раздел 3 ОЦЕНКА РЕСУРСА ТЯГОВЫХ ПЕРЕДАЧ	
РЕЛЬСОВОГО ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА	61
3.1 Нарушение продольного контакта зубьев зубчатых передач электропоездов.....	61
3.2 Определение прочности тяговой передачи.....	67
3.3 Расчетные эквивалентные нагрузки тяговых передач локомотивов.....	68
3.4 Построение циклограммы нагружения тяговых передач.....	73
3.5 Определение расчетных нагрузок на тяговую передачу.....	74
3.6 Исследования динамики и прочности тягового привода рельсового электротранспорта	76
3.7 Выводы.....	84

Раздел 4 ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЯГОВЫХ ПЕРЕДАЧ РЕЛЬСОВОГО ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА.....	85
4.1 Формирование виброакустического сигнала.....	85
4.2 Организация вибромониторинга тяговых передач электропоездов.....	90
4.3 Статистические методы определения допустимой вибрации.....	97
4.4 Выделение тренда.....	101
4.5 Определение ресурса тяговой передачи по вибрационным характеристикам.....	107
4.6 Особенности регистрации и накопления эксплуатационных параметров.....	111
ВЫВОДЫ.....	117
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	120

ВВЕДЕНИЕ

Современное состояние городского и пригородного подвижного состава нуждается в решении комплекса научных и практических задач его восстановления, содержания и ремонта. Напряженная экономическая ситуация в Украине не разрешает в полной мере пополнять парк электропоездов. Это вызывает необходимость продления срока эксплуатации и требует разработку научно-обоснованных рекомендаций, которые на надлежащем уровне должны обеспечить их надежность.

Актуальность темы монографии обусловлена необходимостью решения научной задачи повышения надежности тяговых передач электропоездов. Электропоезд (как магистральный, так и метрополитена) является особым видом транспорта для пассажирских перевозок и его нормальная работа во многом зависит от технического состояния узлов экипажной части.

Целью работы является улучшение технического состояния рельсового электротранспорта на основании решения научной задачи повышения надежности их тяговых передач.

Исходя из этого в монографии рассмотрены следующие вопросы:

- провести анализ износной равнопрочности узлов и деталей тяговых передач;
- формализовать задачу определения ресурса тяговых передач по износоустойчивости с учетом износной равнопрочности;
- определить зависимость износа рабочей поверхности зубчатых колес тяговых передач от срока их службы;
- научно обосновать возможность прогнозирования ресурса тяговых передач без разборки методами технической диагностики;
- получить эксплуатационные параметры работы электропоездов с помощью автоматизированной системы сбора и обработки информации (АССОИ);
- доработать технологии контроля состояния деталей тяговых передач и их объективности за счет внедрения современных методов и приборов вибродиагностики;
- доработать методы инструментального контроля и вибродиагностирования тяговых передач с помощью ПЭВМ.

Объектом исследования является процесс износа деталей тяговых передач электропоездов.

Предметом исследования являются обобщения закономерностей изменения ресурса тяговых передач электропоездов при эксплуатации с различными технологиями их ремонта.

Методы исследования. Решение научной задачи выполнено на основе системного подхода, который включает техническую диагностику, теорию восстановления, теорию вероятностей, математическую статистику и методы численного эксперимента.

Решена научная задача повышения надежности тяговых передач электропоездов, которая состоит в следующем:

- выполнена оценка надежности тяговых передач с определением факторов, влияющих на износную равнопрочность рабочей поверхности зубчатых колес за весь жизненный цикл;
- предложена комплексная модель определения и прогнозирования износа тяговых передач в различных периодах эксплуатации с учетом их износной равнопрочности;
- получены новые зависимости износа тяговых передач от пробега между ремонтами, которые дают возможность прогнозировать срок их работы в дальнейшем периоде;
- предложены модели оценки ресурса тяговых передач за данными вибродиагностики;
- получили дальнейшее развитие методы вибродиагностирования элементов тяговых передач на современной аппаратной основе с использованием ПЭВМ;
- с помощью АССОИ получены эксплуатационные параметры, которые позволяют оценивать характеристики электропоездов

Поставленная в монографии задача повышения надежности тяговых передач электропоездов решалась с помощью новых подходов, основанных на получении аналитическими и экспериментальными методами информации о техническом состоянии лимитирующих узлов. Обоснованность научных положений базируется на положениях, которые объединяют полученные теоретические результаты с экспериментальными исследованиями и адекватностью выводов. Все выводы в достаточной степени раскрывают суть задачи, пути ее решения, полученные результаты и их адекватность между теоретическими и экспериментальными данными.

Научное значение работы состоит в возможности использования разработанной комплексной модели определения ресурса тяговых передач электропоездов, методов оценки эффективности контроля и диагностирования для других лимитирующих надежность узлов и деталей подвижного состава, железных дорог и метрополитенов Украины.

Практическое значение работы состоит в следующем:

- предложена комплексная методика исследований износной равнопрочности деталей тяговых передач электропоездов, которая позволяет прогнозировать их окончательный ресурс;
- результаты исследований стали основанием для корректировки технологии ремонта экипажной части магистральных электропоездов и электропоездов Харьковского метрополитена;
- разработаны и внедрены технологии инструментальных методов контроля и вибродиагностирования, которые дают возможность получать достоверную информацию о техническом состоянии тяговых передач электропоездов.

РАЗДЕЛ 1

АНАЛИЗ ИЗНОСА ТЯГОВЫХ ПЕРЕДАЧ РЕЛЬСОВОГО ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА

1.1 Развитие системы технического обслуживания и текущего ремонта тягового подвижного состава

Развитие и совершенствование системы технического обслуживания (ТО) и текущего ремонта (ТР) тягового подвижного состава (ТПС) происходило и происходит, в основном за счет изменения цикличности и периодичности обслуживаний и ремонтов, не затрагивая по существу технологию технических обслуживаний. В последние годы в научно-исследовательских организациях, ВУЗах и на дорогах выполнен ряд исследований, направленных на повышение надежности ТПС за счет совершенствования системы ремонта. Значительный интерес для решения вопросов рационализации сроков эксплуатации ТПС между ремонтами и измерителями наработки для определения ресурса представляют исследования, выполненные в МИИТе под руководством проф. И. П. Исаева [1,3]. Большой вклад в дифференцировании межремонтных пробегов внесли работы М. Д. Рахматулина, К. И. Домбровского, А. Б. Подшивалова и А. В. Горского [3-6].

Исследования, проведенные под руководством проф. Н. А. Малоземова в РИИЖТе показали, что знание фактических величин безотказности и долговечности является необходимым условием для правильного определения величин межремонтных пробегов [2].

Система технического обслуживания объектов, как было обосновано И. Б. Герцбахом и др. авторами, будет наиболее эффективной, если ремонт предсказывается по измерительным и статистическим прогнозирующим параметрам [8]. Получение таких данных является одной из основных задач научного обоснования технического обслуживания.

В этом плане значительный вклад представляют исследования ОМИИТа выполненные под руководством проф. В. А. Четвергова [7]. В них рассмотрены теоретические и прикладные вопросы анализа надежности и оптимизации длительности работы ТПС между плановыми ремонтами по минимуму удельных суммарных затрат на ремонты.

На повышение надежности ТПС направлен ряд исследований по разработке и внедрению методов и средств технической диагностики, которые проводятся в Украине и СНД, под руководством известных ученых А. Б. Бабанина, В. А. Беляева, А. А. Босова, А. И. Володина, А. Л. Голубенка,

А. В. Горского, А. В. Грищенко, В. М. Кашникова, В. И. Киселева, Е. Е. Коссова, Т. Ф. Кузнецова, А. Б. Подшивалова, Т. В. Ставрова, В. И. Сенька, В. В. Стрекопытова, Э. Д. Тартаковского, В. А. Четвергова и др. [2,3,10].

Ряд исследований и внедрение методов диагностики выполняется непосредственно на дорогах. В то же время анализ показывает, что основные работы по созданию средств контроля и диагностики выполняются без достаточного обоснования роли и места диагностики в технологии ТО и ТР, корректировки технологических процессов, увязки с организацией поточных линий техобслуживания, создания нормативно-технической документации, организации материально-технического обеспечения. Это, в свою очередь, требует проведения отдельных разработок по корректировке и обоснованию технологии ТО, выбору оптимальных вариантов технологического процесса обслуживания во взаимосвязи с вышеупомянутыми вопросами.

1.2 Условия работы и требования, предъявляемые к тяговым передачам

Условия работы тяговой передачи определяются тремя основными группами факторов [9].

Первая группа факторов связана с выполнением основного назначения тягового привода – преобразования и передачи потока энергии от источника к движителю. При этом основные показатели, определяющие нагрузку элементов передачи, непостоянны ни по абсолютному значению, ни во времени. В зависимости от режима ведения поезда мощность, реализуемая приводом, тяговый момент и частота вращения могут изменяться в широких пределах. Так, в момент трогания поезда зубчатая передача работает в режиме, типичном для так называемых "тихоходных" передач, с низкой частотой вращения и большими передаваемыми вращающими моментами. При движении на максимальных скоростях режим работы зубчатой передачи приближается к типичному для "быстроходных" передач. Все это затрудняет выбор оптимальной геометрии зуба, типа смазывающего материала и т. д.

Кроме того, в процессе работы тяговой передачи может изменяться направление вращения и направление потока энергии. Первое наблюдается при изменении направления движения экипажа, второе – при переходе от тяги к электрическому торможению. Работа зуба последовательно то в режиме ведомого, то в режиме ведущего затрудняет, в частности, приработку его боковых поверхностей.

Вторая группа факторов обусловлена использованием одного из элементов привода — движителя, в качестве опорного и направляющего элемента экипажа. В связи с этим неизбежно большее или меньшее число связанных с движителем элементов тягового привода и, прежде всего тяговой передачи подвержены вибрациям в вертикальном и поперечном направлениях, задаваемым колесной паре рельсовым путем.

Третья группа факторов связана с климатическими условиями. Температуры, при которых работают железные дороги, изменяются от -55 до $+55^{\circ}\text{C}$. Непосредственная близость таких источников тепла, как тяговый двигатель и тормозные устройства, а также собственное выделение тепла, может существенно увеличивать верхний уровень рабочих температур тяговой передачи.

Вода, снег, пыль, содержащие значительное количество абразивных и химически активных частиц, постоянно присутствуют в микроатмосфере, окружающей элементы передачи, а значительные перепады давления, вызванные аэродинамическими явлениями при движении на больших скоростях, способствуют их проникновению во внутренние полости. Кроме того, тяговая передача является одним из немногих узлов, плохо поддающимся визуальному контролю не только в движении, но и на стоянке. Стремление увеличить мощность тягового привода при сохранении габаритных ограничений, обусловленных шириной колеи и диаметром колес локомотива, привело к созданию конструкций с высокой степенью использования материалов и заполнения отводимого пространства, что в свою очередь затрудняет возможности визуального контроля.

Таким образом, тяговые передачи работают в исключительно сложных условиях, несоизмеримо более трудных, чем большинство не только стационарных передач, но и передач других транспортных средств.

Требования, предъявляемые к тяговым передачам в этих условиях, носят в основном эксплуатационный характер. Основное из них сводится к обеспечению высокой безотказности в работе, так как тяговая передача не резервируется и отказ ее практически приводит к отказу всего тягового подвижного состава. Вместе с тем при конструировании тяговой передачи обеспечение безопасности не может достигаться любой ценой, необходимо учитывать и экономические показатели, исходя из чего, стремятся снизить уровень потерь энергии, материалоемкость и трудоемкость при обслуживании и ремонте. Передача должна обладать высоким к.п.д., так как через нее проходит весь поток полезной энергии.

Важным следствием сказанного является ориентация на сокращение числа преобразований потока энергии, что всегда сопряжено с потерями ее, а также по возможности отказ от использования в механизмах передач подвижных соединений с поверхностным трением, у которых необходимо смазывать и периодически восстанавливать трущиеся поверхности.

Требования снижения трудоемкости, энергоемкости и материалоемкости предъявляются и на стадии производства передачи. Иногда они могут войти в противоречие с эксплуатационными требованиями; при этом доминирующее значение должны иметь последние, так как в силу длительности периода эксплуатации именно они определяют общую технико-экономическую эффективность локомотива.

На тяговую передачу электропоезда действует, прежде всего, нагрузка, создаваемая тяговым моментом. Тяговый момент определяется режимом ведения поезда (пуск, переход с одной тяговой характеристики на другую) и скоростью, меняющейся при изменении сопротивления движению.

Поскольку нагрузка, связанная с реализацией силы тяги, является полезной, стремятся повысить ее до значения, предельного по сцеплению, на что и должна быть рассчитана передача.

Специфический режим работы передачи возникает при буксовании, т. е. срыве сцепления, его развитии и восстановлении. В процессе буксования возможны как апериодические, так и периодические динамические режимы, в том числе и с нагрузкой, превышающей предельную по сцеплению. Такой режим, как правило, возникает при пуске или на низких скоростях, когда тяговая характеристика двигателя позволяет развивать большие моменты. При неблагоприятном стечении обстоятельств этот режим может стать причиной повреждения передачи из-за высоких нагрузок. Некоторые аварийные режимы в электрических цепях, как, например, круговой огонь на коллекторе тягового двигателя при отсутствии эффективной быстродействующей защиты для гашения поля главных полюсов, также могут вызвать появление больших динамических нагрузок в передаче, способных даже при однократном возникновении привести к выходу ее из строя.

Перечисленные режимы работы, передачи связаны с реализацией колесной парой функции движителя, в них двигатель выступает как источник силовых возмущений. В этом случае основным возмущающим фактором является электромагнитный момент. Вследствие того, что тяговая характеристика падающая, влияние этого фактора на общий уровень нагрузки с ростом скорости уменьшается. Вместе с тем существуют режимы нагружения, связанные с выполнением колесной парой функции движущейся

опоры, которая требует отслеживания в пространстве некоторой траектории, отличной от прямой и определяемой в первую очередь неровностями пути в профиле и формой поверхности катания колеса. Эти возмущения являются кинематическими и вызывают динамические реакции независимо от того, развивает двигатель электромагнитный момент или нет. Динамические процессы, вызванные ими при условии постоянства скорости движения, носят в основном стационарный (устойчивый во времени) характер, а с ростом скорости, как правило, проявляются в большей степени. В силу высоких частот изменения динамических нагрузок повторяемость их значительна, и они могут стать главной причиной усталостных разрушений элементов передачи.

Можно выделить ряд типичных режимов нагружения передачи, которые она должна выдерживать в эксплуатации и которые являются объектом расчетов:

- тяговый режим, при котором нагрузка передачи может быть принята статической, а максимальное значение ее определяется тяговой характеристикой локомотива и условиями сцепления колес с рельсами;
- стационарный динамический режим нагружения при движении с постоянной скоростью, в первую очередь с максимальной, а также при так называемых резонансных скоростях, при которых динамическая нагрузка может быть большей, чем при максимальной;
- нестационарный динамический режим нагружения при буксовании;
- аварийный режим, например, при коротком замыкании на коллекторе тягового двигателя.

В последних трех режимах для определения нагрузок на элементы привода применяют методы теории колебаний, так как это динамические нагрузки, а нагрузки, связанные с реализацией стационарного тягового или тормозного момента определяются на основании законов статики.

1.3 Особенности НАНОПРОТЕК-технологий и их влияние на процесс ремонта

Идея ремонта без разборки на основе ремонтно-восстановительных составов возникла в 1975 году, когда при проходке сверхглубокой Кольской скважины был обнаружен следующий интересный эффект. Когда шарошечное долото проходило слои серпентинита, то оно стояло в 6 раз дольше, чем обычное [14].

Этот эффект был исследован в лаборатории "Механобр" в Ленинграде. Была сформирована группа под общим руководством профессора

Ревнивцева. Были получены удивительные результаты, свидетельствующие о безызносности поверхности трения при добавлении измельченного серпентинита. Серпентинит – это широко распространенная в природе горная порода, предвестница медно-никелевых и асбестовых руд.

Специалисты НПО "Руспромремонт" с 1990 по 1994 годы провели огромный спектр работ, обобщили и систематизировали полученные результаты, провели различные исследования. Все это позволило утвердить производственный цикл ремонтно-восстановительных составов, отработать технологии их применения на различных типах оборудования и на практике применять то, что сейчас называется НАНОПРОТЕК-технологией.

НАНОПРОТЕК – это многокомпонентная мелкодисперсная смесь минералов-серпентинитов, хлоритов, каолинитов и др. Преимущественно для его приготовления применяются минералы группы слоистых силикатов – серпентиниты.

Этот продукт выпускается сегодня в трёх видах:

- сухая смесь (мелкодисперсный порошок-концентрат);
- гель (спец. масла с твёрдофазной составляющей);
- спрей (эфирные масла с твёрдофазной составляющей).

Каждый из этих продуктов имеет своё назначение в зависимости от технологии применения и стоящей задачи.

По расчётам технико-экономической эффективности НАНОПРОТЕК-технологии применительно к подвижному составу железной дороги России только экономия электроэнергии, топлива и смазочных материалов составляет 30 тысяч долларов США на единицу (журнал "Локомотив" № 3 за 2000 г.).

НАНОПРОТЕК-технология – это мелкодисперсная многокомпонентная смесь природных минералов, а также добавок и катализаторов. НАНОПРОТЕК не растворяется в смазках, не вступает с ними в химические реакции и не меняет их свойств. Он также не является абразивоподобным материалом.

НАНОПРОТЕК-технология – единственная технология, дающая привес изношенных деталей. За счет чего это достигается? Как известно, чем выше температура в зоне трения, тем сильнее износ. Уникальное свойство НАНОПРОТЕК заключается в том, что наращивание монокристалла на поверхность детали происходит пропорционально уровню температуры, то есть выработке металла. Таким образом, в местах, где деталь стирается сильнее, слой металлокерамики становится толще. А значит, стабилизируется и приближается к оптимальной величине зазор между трущимися деталями.

Даже очень хорошо подготовленная поверхность стали при детальном рассмотрении под микроскопом имеет вид вспаханного поля с чередой пиков, кратеров и редких равнин между ними (рис. 1.1).

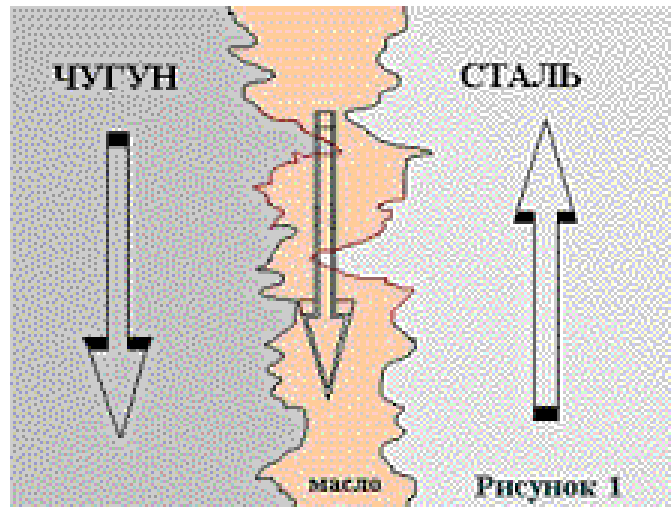


Рисунок 1.1

В процессе движения этих поверхностей друг относительно друга наиболее выступающие (рис. 1.2) пики приходят в соприкосновение и выбивают друг друга, образуя на обеих поверхностях по микрократеру (рис. 1.3).

В каждый последующий момент работы будут соприкасаться, и стираться другие выступы микрорельефа, добавляя в масло все новые и новые частицы металла, увеличивая зазоры. Классический способ борьбы с трением (использование "масляного клина" в зонах трения) приводит к существенному уменьшению вышеописанных эффектов. До недавнего времени задача увеличения моторесурса трущихся поверхностей решилась путем улучшения свойств применяемых масел, а так же специальной обработкой металлических поверхностей.

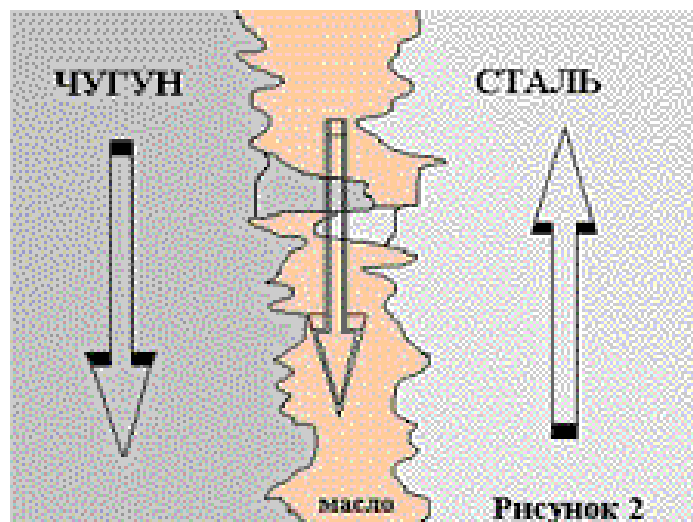


Рисунок 1.2

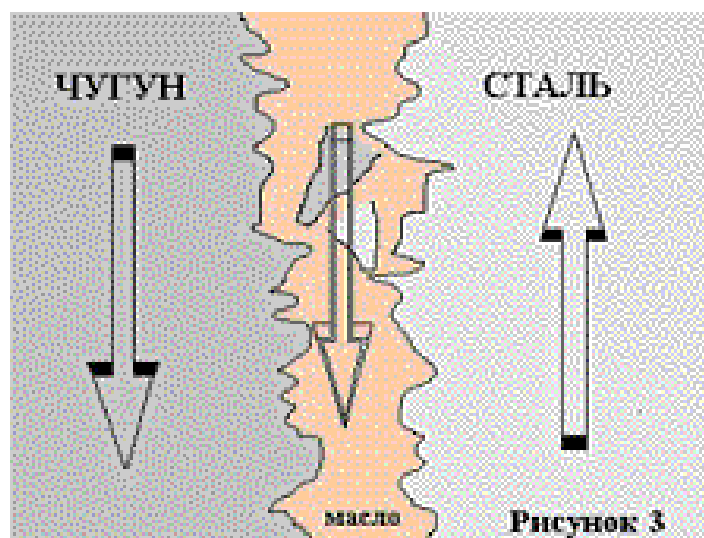


Рисунок 1.3

В последние годы появились многочисленные присадки, как улучшающие свойства масел, так и выравнивающие дефекты микрорельефа трущихся поверхностей. Механизмы работы обыкновенной присадки кратко можно рассмотреть на следующем примере (рис. 1.4).

Здесь та же пара трения показана крупным планом. В состав данной присадки входят антиокислительные, антизадирные и заполняющие элементы. В процессе трения крупные кратеры на поверхностях металла заполняются и частично выровненные поверхности как на шариках антизадирных элементов проскальзывают друг по другу. Основной недостаток данной технологии состоит в том, что в местах трения все время необходимо наличие присадки, причем в достаточной концентрации.

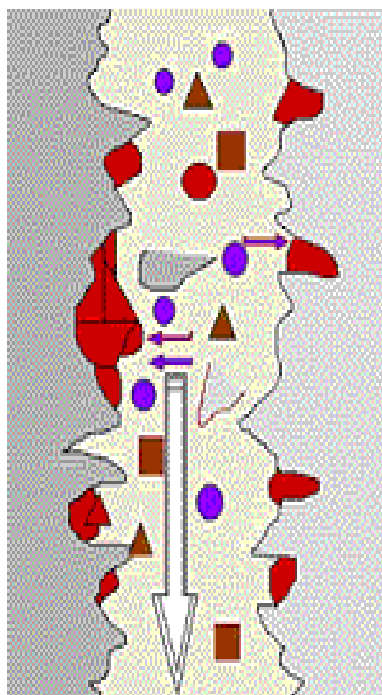


Рисунок 1.4

Постоянное поддержание значительной концентрации присадок в системе подачи масла приводит к тому, что в процессе работы продукты износа присадок постепенно засоряют узкие места масляных каналов. Кроме того, нужно понимать, что применение присадок лишь притормаживает процесс износа пар трения и по существу не восстанавливает технические характеристики агрегата.

Действие НАНОПРОТЕК-технологии по существу имеет совершенно иной механизм.

Рассмотрим процесс образования модифицированного слоя на поверхностях пар трения. В соответствии с технологией НАНОПРОТЕК ремонтно-восстановительные составы (РВС) добавляются в носитель, в данном случае – масло, причем не новое, а уже имеющее в своем составе продукты трения. Если условно разделить протекающие процессы на этапы, то можно представить себе картину следующим образом. За счет высоких абразивных свойств РВС в местах контакта происходит суперфинишная обработка поверхностей трения – очистка нагаров, окислов, деструктурированного масла. В местах локального контакта в микрообъемах возникают высокие температуры (до 1000°C и более), что приводит к инициации микрометаллургических процессов – микросхватывания, микросваривания и шаржирования. В результате происходит "приплавление" частиц РВС к кристаллической решетке поверхностного слоя стали (рис. 1. 5).

Практически одновременно с этим происходит нагартовка несработанных частиц РВС, частиц металла и других продуктов трения в углубления микрорельефа. Поскольку элементы РВСов работают как катализаторы, то в местах нагартовки создаются условия для активного протекания окислительно-восстановительных процессов. В результате этих реакций происходит образование модифицированного слоя.

Одновременно в пограничной области происходит образование новых кристаллов, наращенных на кристаллической решетке металла (рис. 1.6). В дальнейшем эти кристаллы ориентируются вдоль поля и срастаются, образуя на всей поверхности пятна контакта непрерывный ряд твердых растворов или монокристаллы (рис. 1.7).

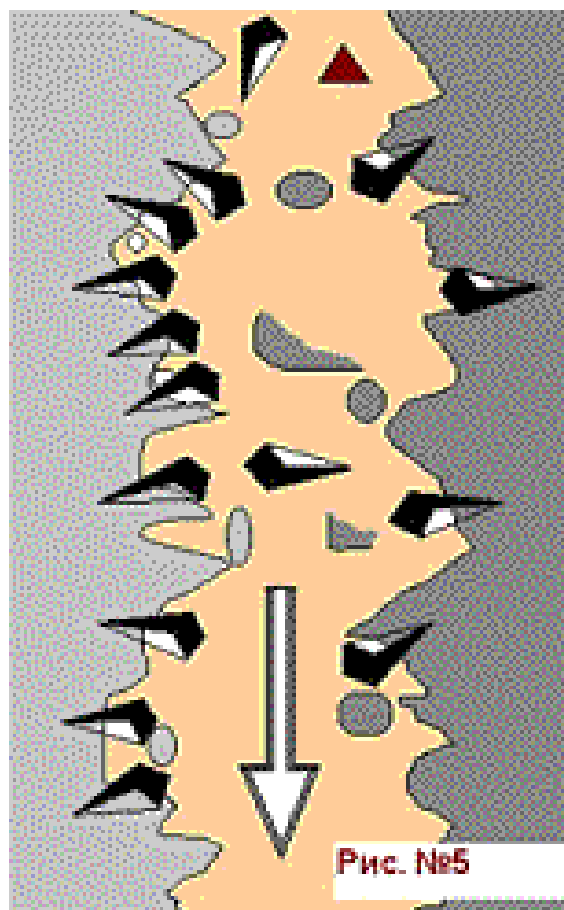


Рисунок 1.5

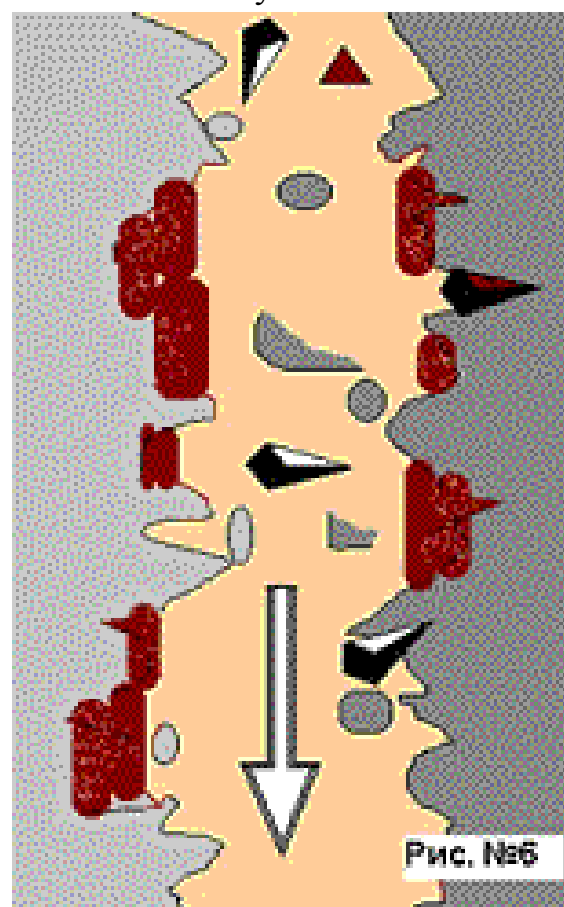


Рисунок 1.6

Все выше указанные процессы на самом деле протекают практически одновременно и имеют место до тех пор, пока в носителе не иссякнет добавленный строительный материал РВСа или пока в системе не наступит равновесие.

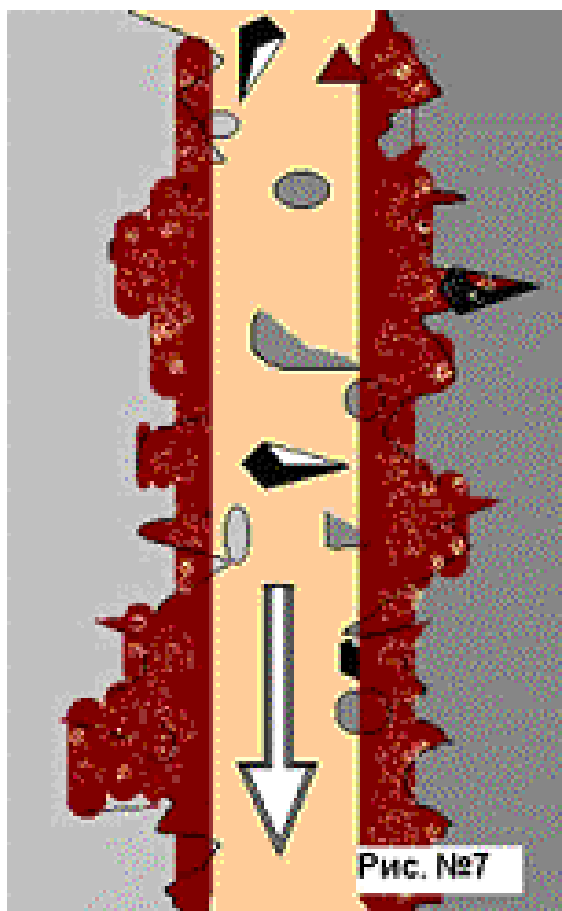


Рисунок 1.7

Таким образом, все зазоры будут выбраны до оптимальной величины, определяемой термодинамическими процессами, протекающими в каждой точке локального контакта данной системы.

В конечном счете, оптимизация зазоров в местах контакта определяется конструктивными особенностями самой системы и всего агрегата в целом. Теперь в местах контакта вместо трения металл-металл будет металл-модифицированный слой, а эта пара имеет существенно меньший коэффициент трения и гораздо большую износостойчивость.

Кроме того, после НАНОПРОТЕК обработки существенно меняется роль масла. Оно уже не выполняет роль эффективного третьего тела в паре трения, а лишь выполнять функцию теплоотвода. Поэтому в ряде случаев, когда не слишком сильно нарушаются температурные режимы, агрегаты могут работать вообще без масла, что, как известно, в обычном случае очень быстро приводит к катастрофическим последствиям.

В то же время необходимо отметить следующее. Металлокерамический защитный слой (МКЗС), образующийся на поверхностях трения при НАНОПРОТЕК обработке и обладающий уникальными свойствами, не в силах:

- "зарастить" сколы, выбоины и глубокие трещины (т.е. восстановление узлов с явными механическими повреждениями и дефектами);

- невозможно восстановить поверхности, где износ достиг критической отметки (для разных механизмов этот параметр колеблется от 50-70% от первоначального состояния). Т. е. если требуется "безразборный ремонт", то износ пар трения должен быть в допустимых пределах;

- больших расходов и времени требуют поверхности, на которых есть: застарелые нагары и шлаковые отложения; пленки, образованные металлосодержащими присадками к маслам; поверхности, прошедшие обработку с нанесением покрытий (оцинковка, цементирование и т. п.).

1.4 Динамика и прочность тяговых приводов электропоездов

Для анализа усилий, действующих в приводе, рассмотрим ряд характерных режимов работы тягового привода.

Нагрузка привода от передачи тягового момента является по существу статической и здесь возможны следующие режимы [7]:

- трогания с места;
- длительный;
- силы тяги, предельной по сцеплению.

Динамическая нагрузка привода определяется целым комплексом причин, среди которых основными, а следовательно, и требующими подробного рассмотрения представляются следующие:

- проход стыка;
- собственные колебания тележки в вертикальной плоскости;
- нарушение параллельности первичного и вторичного валов карданной муфты в разных плоскостях.

Учитывая, что влияние динамической составляющей особенно сильно сказывается при движении с максимальной скоростью, когда тяговые усилия незначительны, анализ динамических нагрузок выполним без учета тяги, т. е. для случая движения на выбеге. Это позволит упростить расчетные формулы и отдельно оценить величины динамической и тяговой нагрузок.

Определим усилия, возникающие в узлах тягового привода электропоездов серии ЭР при передаче тягового момента. Согласно расчетам Рижского электромеханического завода для тягового двигателя УРТ-110:

- мощность двигателя на валу $P_{\text{дв}}=197\text{кВт}$;
- сила тяги на ободу колеса при пуске $F_{\text{пуск}}=2500\text{кгс}$;
- сила тяги при режиме длительной работы $F_{\text{дл}}=880\text{кгс}$;
- сила тяги, максимальная по условиям сцепления, $F_{\text{сц}}=6000\text{кгс}$.

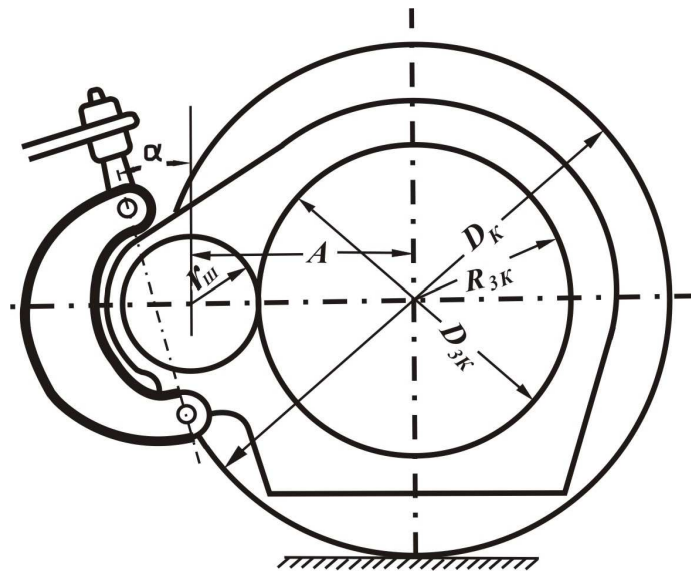


Рисунок 1.8 – Геометрические размеры тягового привода

Усилие в зубчатом зацеплении и вертикальная реакция в подшипниках малой шестерни могут быть определены исходя из геометрии передачи (рис. 1.8):

$$P_1 = \frac{D_{\text{к}} F}{D_{\text{з.к}}}, \quad (1.1)$$

где $D_{\text{к}}=1,050\text{м}$ – диаметр бандажа колеса по кругу катания;

$D_{\text{з.к.}}=0,736\text{м}$ – диаметр большого зубчатого колеса по начальной окружности.

Продольные усилия в серьге подвески редуктора будут равны

$$P = \frac{P_1}{\cos \alpha}, \quad (1.2)$$

где $\alpha = 15^\circ$, $\cos \alpha = 0,966$.

Следовательно, усилие в серьге при пуске будет равно

$$P = \frac{1,05 \cdot 2500}{0,736 \cdot 0,966} = 3700\text{кгс}.$$

В режиме длительной нагрузки

$$P = \frac{1,05 \cdot 880}{0,736 \cdot 0,966} = 1280 \text{ кг}.$$

При передаче усилия тяги, максимального по условиям сцепления,

$$P = \frac{1,05 \cdot 6000}{0,736 \cdot 0,966} = 8840 \text{ кг}.$$

Определим динамические усилия, возникающие в узлах привода, которые состоят из динамических усилий от неровностей пути в профиле и динамических усилий в подвеске редуктора при колебаниях тележки в вертикальной плоскости.

При проходе неровности пути в профиле колесная пара перемещается в вертикальном направлении на некоторую величину z_k с ускорением \ddot{z}_k . Вместе с ней перемещается и большое зубчатое колесо редуктора. Централь A редуктора поворачивается на угол φ (рис. 1.9). Если при этом колесная пара не теряет сцепления с рельсом, то якорь тягового двигателя должен повернуться на угол $\psi = (i+1)\varphi$. Угловое ускорение центра, зубчатого колеса относительно центра малой шестерни $\ddot{\varphi} = \frac{\ddot{z}_k}{A}$. Вертикальным перемещением тележки можно пренебречь, если рассматривать значительные скорости (на которых влияние динамики сказывается особенно сильно), так как время вертикального перемещения колесной пары в несколько раз меньше периода колебаний тележки в вертикальной плоскости. Точку O_I центра малой шестерни можно принять за неподвижную, так как она жестко связана серьгой подвески редуктора с рамой тележки. С целью получения максимально возможных величин усилий считаем, что жесткость узла подвески редуктора бесконечно велика.

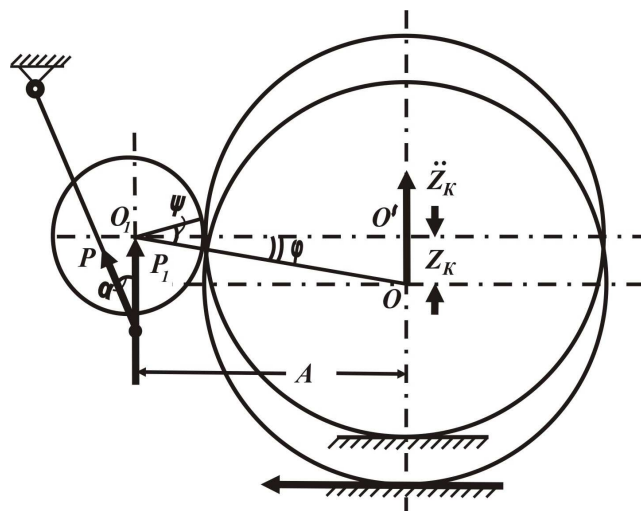


Рисунок 1.9 – Схема прохождения колесной парой неровности пути

Угловое ускорение якоря тягового двигателя в этом случае будет равно

$$\ddot{\psi} = (1+i)\ddot{\phi} = (i+1)\frac{\ddot{z}_k}{A}.$$

Согласно теоремы моментов [7]

$$\sum ME = I_{\text{я}}\ddot{\psi}, \quad (1.3)$$

где $\sum ME$ – сумма моментов внешних сил относительно оси якоря тягового двигателя;

$I_{\text{я}}$ – момент инерции якоря тягового двигателя с карданной муфтой и малой зубчатой шестерней.

В данном случае этот момент будет равен

$$\sum ME = P_1 r_{\text{м}}, \quad (1.4)$$

где P_1 – усилие, действующее в зубчатом зацеплении;

$r_{\text{м}}$ – радиус начальной окружности малой шестерни.

Подставляя значения суммы моментов внешних сил $\sum ME$ в уравнение (1.4), получим

$$P_1 = I_{\text{я}} \frac{(1+i)\ddot{z}_k}{A r_{\text{м}}} \quad (1.5)$$

Усилие в подвеске редуктора, возникающее при проходе неровности пути в профиле (стыка) от углового ускорения якоря тягового двигателя, будет равно

$$P = \frac{P_1}{\cos \alpha} = \frac{I_{\text{я}}(1+i)\ddot{z}_k}{A r_{\text{м}} \cos \alpha} \quad (1.6)$$

Оценим количественно величину этих динамических усилий от поворота якоря. Для этого необходимо знать величину вертикального ускорения \ddot{z}_k точки O центра большого зубчатого колеса. При проведении испытаний датчики-акселерометры, установленные на буксах, зарегистрировали максимальную величину вертикального ускорения \ddot{z}_k в 12g при проходе стыка со скоростью 106 км/ч. Средние величины максимальных значений при скоростях от 110 до 120 км/ч лежали в пределах 5÷8g.

Так как правое и левое колеса одной колесной пары имеют неодинаковые ускорения вследствие различного состояния стыков и неодинаковых инерционных масс, то ускорение \ddot{z}_k , сообщаемое большому зубчатому колесу, всегда в этом случае несколько меньше максимальных

измеренных значений и может быть принято в названных выше пределах (рис. 1. 9).

Приняв ускорение $\ddot{z}_k = 8 \text{ g} = 8 \cdot 9,81 \text{ м / сек}^2$, из (1. 6) получим

$$P = \frac{4,17 \cdot 3,0 \cdot 8 \cdot 9,81}{0,116 \cdot 0,485 \cdot 0,966} = 18000 \text{ кг}.$$

Таким образом, величина динамического усилия в подвеске редуктора при проходе стыка может в 5 раз превышать усилие при пуске.

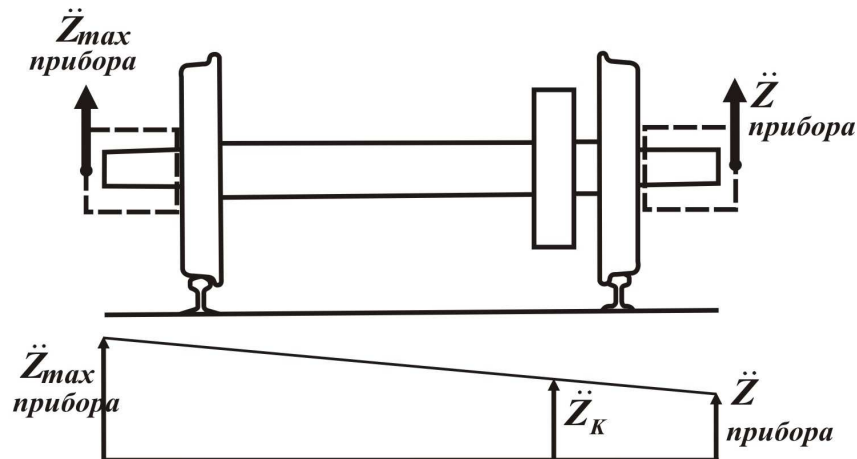


Рисунок 1.10 – Схема установки датчиков, для измерения ускорений

Вместе с тем кожух редуктора с малой зубчатой шестерней и полумуфтой представляет собой систему, которая в силу своей инерции создает, кроме рассмотренных, дополнительные динамические нагрузки, действующие на подвеску редуктора при проходе колесной парой неровностей пути в профиле.

При проходе стыка кожух редуктора совершает поступательное движение с ускорением \ddot{z}_c центра тяжести и поворот вокруг центра тяжести с ускорением $\ddot{\varphi}$.

При прохождении неровностей пути в профиле (рис. 1.11) точка O редуктора получает вместе с колесной парой вертикальное ускорение \ddot{z}_k . При этом, ускорение центра тяжести определится как [7].

$$\ddot{z}_c = \frac{\ddot{z}_k a_c}{A}. \quad (1.7)$$

Сила инерции кожуха редуктора вызовет при этом дополнительную нагрузку на подвеску редуктора, равную

$$P_{1дин} = \frac{M_k \ddot{z}_c (A - a_c)}{A} = \frac{M_k \ddot{z}_K a_c (A - a_c)}{A^2} = \frac{M_k \ddot{z}_K a_c a'_c}{A^2}, \quad (1.8)$$

где M_k – масса кожуха редуктора с малой шестерней и полумуфтой.

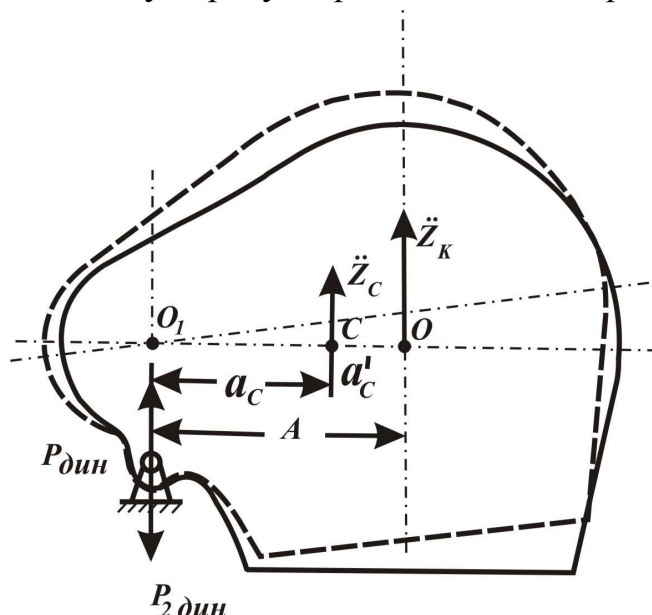


Рисунок 1.11 – Схема сил действующих на тяговый редуктор при прохождении неровностей пути в профиле

Инерция кожуха редуктора при ускорении вращения $\ddot{\varphi} = \frac{\ddot{z}_K}{A}$ вызовет разгрузку подвески редуктора на величину

$$P_{дин} = \frac{I_c \ddot{\varphi}}{A} = \frac{I_c \ddot{z}_K}{A^2}, \quad (1.9)$$

где I_c – момент инерции кожуха редуктора с малой шестерней и полумуфтой относительно его центра тяжести.

Общее увеличение нагрузки подвески от инерционных сил кожуха редуктора при проходе неровностей пути в профиле составит

$$P_{дин} = \frac{P_{1дин} - P_{2дин}}{\cos \alpha} = \frac{M_k \ddot{z}_K a_c a'_c}{A^2 \cos \alpha} - \frac{I_c \ddot{z}_K}{A^2 \cos \alpha} = \frac{\ddot{z}_K}{A^2 \cos \alpha} (M_k a_c a'_c - I_c) \quad (1.10)$$

Согласно чертежных размеров $A = 0,485\text{м}$, $M_k = 24,9\text{ кг}$ $\text{с}^2/\text{м}$, координаты центра тяжести кожуха редуктора с малой шестерней и полумуфтой $a_c = 0,36\text{м}$, $a'_c = 0,125\text{м}$ и момент инерции этой системы

относительно своего центра тяжести $I_c = 1,165 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$, получим для $\ddot{z}_k = 8g$

$$P_{дин} = \frac{8 \cdot 9,81}{0,485} (24,9 \cdot 0,36 \cdot 0,125 - 1,165) = 15,6 \text{ кг}$$

Следовательно, можно считать, что центр удара лежит в точке O_I и влиянием сил инерции редуктора пренебречь.

Определим динамические усилия в подвеске редуктора при колебаниях тележки в вертикальной плоскости. При этом можно выделить следующие колебания: галопирование, подпрыгивание и боковая качка.

Конструкция подвески такова, что она обеспечивает перемещение точки O_I в вертикальной плоскости при колебаниях тележки так, как если бы эта точка была жестко связана с рамой тележки.

Допустим, что точка K рамы тележки (рис. 1.12) получила угловое перемещение в вертикальной плоскости около центра тяжести C_I . Тогда тележка начнет совершать колебания галопирования, которые будем считать гармоническими.

Перемещение, скорость и ускорение этой точки в вертикальной плоскости при галопировании выразятся как

$$z_z = \frac{2\Delta_z l \cos \beta}{L} \sin(k_z t + \theta), \quad (1.11)$$

$$\dot{z}_z = \frac{2\Delta_z l \cos \beta k_z}{L} \cos(k_z t + \theta), \quad (1.12)$$

$$\ddot{z}_z = \frac{2\Delta_z l \cos \beta k_z^2}{L} \sin(k_z t + \theta), \quad (1.13)$$

где Δ_z – максимальная амплитуда галопирования на длине базы тележки (рис. 1.9); Из опытных данных принято, что $\Delta_z = 0,013 \text{ м}$;

k_z – частота галопирования тележки, равная $5\omega = 3,14 \frac{\text{рад}}{\text{сек}}$;

L – база тележки, равная 2,6м;

l – расстояние до оси малой шестерни от центра тяжести, а в силу симметрии тележки и от ее середины, равное 0,565м [4].

Углу $\varphi = \frac{z_{\kappa}}{A}$ наклона централи редуктора будет соответствовать угол $\psi = (1+i)\frac{z_{\kappa}}{A}$ поворота якоря тягового двигателя.

Усилия в зацеплении определяются по теореме моментов [7]

$$\sum M^E = I_{\text{я}}\ddot{\psi} + I_{\kappa}\ddot{\varphi}, \quad (1.14)$$

где

$$\sum M^E = \text{Pr}_m \cos \alpha, \quad (1.15)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{(1+i)\ddot{z}_{\kappa}}{A}, \quad (1.16)$$

$$\ddot{\varphi} = \frac{\ddot{z}_z}{A}. \quad (1.17)$$

Подставив в (1.14)-(1.17) величины $\sum M^E$, $\ddot{\psi}$ и \ddot{z}_z и разрешив полученное уравнение относительно P , получим

$$P = \frac{[I_{\text{я}}(1+i) + I_{\kappa}]}{A_{r_m} \cos \alpha L} 2\Delta_z l k_z^2 \cos \beta \sin(k_z t + \theta) \quad (1.18)$$

Усилия будут достигать максимума при

$$k_z t + \theta = \frac{\pi}{2}(2n-1), \quad (1.19)$$

где n – любое целое положительное число.

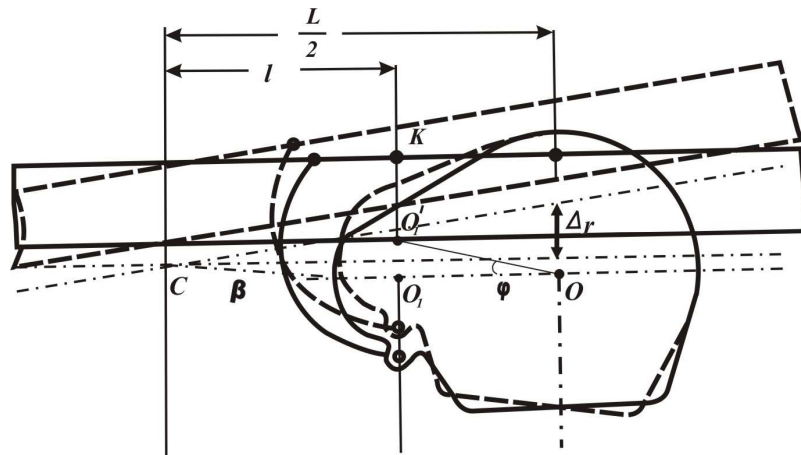


Рисунок 1.12 – Расчетная схема колебаний рамы тележки относительно тягового редуктора

Приняв $\cos \beta = 1$ по малости угла (запас в большую сторону), получим максимальную величину динамического усилия в подвеске редуктора при галопировании тележки из выражения

$$P = \frac{[I_{\kappa} + I_{\gamma}(1+i)] \Delta_n k_n^2 \sin(k_n t + \lambda)}{A r_{\text{ш}} \cos \alpha}. \quad (1.20)$$

Откуда

$$P = \frac{[3,0(1+3,17)+1,165] 2 \cdot 0,013 \cdot 0,565 \cdot 5^2 \cdot 6,28^2}{0,485 \cdot 0,116 \cdot 0,966 \cdot 2,6} = 1375 \text{ кг}.$$

Величину колебаний подпрыгивания тележки можно определить из выражений [8]

$$z_n = \Delta_n \sin(k_n t + \lambda); \quad (1.21)$$

$$\dot{z}_n = \Delta_n k_n \cos(k_n t + \lambda); \quad (1.22)$$

$$\ddot{z}_n = -\Delta_n k_n^2 \sin(k_n t + \lambda), \quad (1.23)$$

где Δ_n – максимальная амплитуда подпрыгивания тележки;

k_n – частота подпрыгивания тележки,

Согласно проведенных опытов принято, что $\Delta_n = 0,011 \text{ мм}$ и

$$k_n = 2,9 \text{ гц} = 2,9 \cdot 6,28 \frac{\text{рад}}{\text{сек}}.$$

Тогда для случая $k_n t + \lambda = \frac{\pi}{2}(2n-1)$ усилие достигает максимального значения

$$P = \frac{[1,165 + 3,0(1+3,17)] 0,011(2,9 \cdot 6,28)^2}{0,485 \cdot 0,116 \cdot 0,966} = 916 \text{ кг}.$$

Для колебаний привода при боковой качке (рис. 1.13)

$$z_{\sigma} = \frac{m}{n} \Delta_{\sigma} \sin(k_{\sigma} t + \eta), \quad (1.24)$$

$$\dot{z}_{\sigma} = \frac{m}{n} \Delta_{\sigma} k_{\sigma} \cos(k_{\sigma} t + \eta), \quad (1.25)$$

$$\ddot{z}_{\sigma} = \frac{m}{n} \Delta_{\sigma} k_{\sigma}^2 \sin(k_{\sigma} t + \eta). \quad (1.26)$$

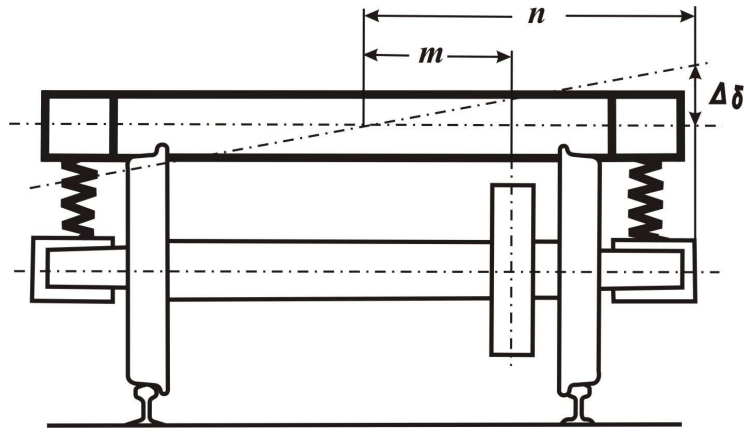


Рисунок 1.13 – Схема для определения колебаний тягового привода при боковой качке

Усилие в зацеплении определяется также по теореме моментов [7]

$$\sum M^E = \ddot{\psi} I_{\text{я}} + I_{\text{к}} \ddot{\phi}, \quad (1.27)$$

$$\sum M^E = P r_{\text{ш}} \cos \alpha, \quad (1.28)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{(1+i)\ddot{z}_{\delta}}{A}, \quad (1.29)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{\ddot{z}_{\delta}}{A}. \quad (1.30)$$

Тогда усилие в зацеплении при боковой качке

$$P = \frac{[I_{\text{я}}(1+i) + I_{\text{к}}] \frac{m}{n} k_{\delta}^2 \Delta_{\delta} \sin(k_{\delta} t + \eta)}{A r_{\text{ш}} \cos \alpha}. \quad (1.31)$$

Максимальную величину эти усилия принимают при $(k_{\delta} t + \eta) = \frac{\pi}{2}(2n-1)$ и будут равны

$$P = \frac{[I_{\text{я}}(1+i) + I_{\text{к}}] \frac{m}{n} k_{\delta}^2 \Delta_{\delta}}{A r_{\text{ш}} \cos \alpha}. \quad (1.32)$$

Согласно данных ВНИИЖТ [7] для моторной тележки электропоезда ЭР2 $m=0,593\text{м}$, $n=1,315\text{м}$, $k_{\delta}=2,1\text{Гц}$.

Тогда максимальная величина усилий в зацеплении от боковой качки составит

$$P = \frac{[3,0(1+3,17) + 1,165] \frac{0,593}{1,315} 0,01 \cdot 2,1^2 \cdot 6,28^2}{0,485 \cdot 0,116 \cdot 0,966} = 195 \text{кг};$$

Результаты расчетов максимальных величин усилий, действующих в тяговой передаче электропоезда сведены в таблицу 1.1. Из таблицы 1.1 видно, что наиболее тяжелым как по величине, так и по характеру приложения усилия является режим движения с максимальной скоростью. Исходя, из этого данный режим следует принять как определяющий прочность и надежность всего тягового привода.

Таблица 1.1

Режим нагружения	Усилия в тяговом приводе, кгс	Характер нагрузки при данном режиме нагружения
Пусковой	3700	Знакопостоянный
Длительный	1280	- " -
Проход стыка с максимальной скоростью	18000	Знакопеременный
Галопирование тележки	1375	- " —
Подпрыгивание	916	- " —
Боковая качка	195	- " —
Предельный по сцеплению	8840	Знакопостоянный

Из таблицы 1.1 видно, что наиболее тяжелым режимом для тяговой передачи является проход рельсового стыка с максимальной скоростью, а также предельный по сцеплению режим нагружения.

1.5 Влияние износов зубчатых колес на ресурс тяговой передачи

Износ зубчатых колес тяговой передачи в процессе эксплуатации тепловозов приводит к резкому повышению динамических нагрузок и вибраций, действующих на основные узлы колесно-моторного блока, и преждевременному выходу его из строя.

В соответствие с этим, а также с учетом результатов полученных ВНИИЖТом [7] проведены расчетные исследования интенсивности износа зубьев в эксплуатации, степени и формы отклонения изношенного профиля зуба от эвольвенты.

Интенсивность износа зубьев зубчатых колес тягового редуктора электропоезда с модулем 10 и 11 мм в зависимости от пробега в эксплуатации определялась по толщине зубьев, измеряемой штанген-зубометром на высоте постоянной хорды. Максимальная амплитуда отклонения от эвольвентного профиля в зависимости от износа измерялась с точностью до 0,02 мм.

Если предположить, что изношенное зубчатое колесо редуктора вращается равномерно с угловой скоростью ω , то при безотрывном контакте шестерня будет вращаться с переменной угловой скоростью относительно среднего значения $u\omega$ (u – передаточное отношение редуктора). Для получения аналитического выражения функции относительных угловых колебаний шестерни $\varphi_B(t)$ в зависимости от скорости движения зуба была разделена на 50 интервалов с переменным шагом так, чтобы время нахождения каждого интервала в зацеплении было одинаковым. При этом длина интервала на вершине зуба Δl_B и в основании Δl_0 принималась пропорциональной тангенциальной скорости скольжения точки контакта зубьев по рабочей поверхности зуба колеса:

$$\Delta l_B = (0,5c \sin \alpha + pb_2)\omega, \quad (1.33)$$

$$\Delta l_0 = (0,5d_0 \sin \alpha - pb_1)\omega, \quad (1.34)$$

где d_0 – диаметр основной окружности зубчатого колеса;
 pb_1, pb_2 – расстояние по линии зацепления от начала зацепления до полюса и от полюса до конца зацепления;
 α – угол зацепления зубчатой передачи.

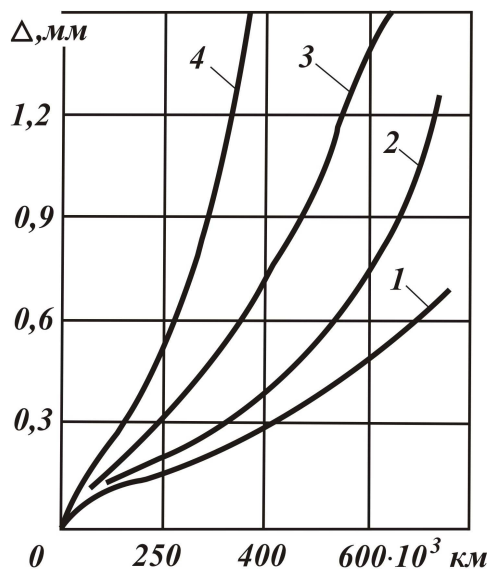


Рисунок 1.14 – Зависимость величины износа зубьев тяговой передачи от пробега

1 – зубчатое колесо с $t=10$ мм нераспарованное; 2 – шестерня с $t=10$ мм нераспарованная; 3 – зубчатое колесо с $t=10$ мм распарованное; 4 – шестерня с $t=10$ мм распарованная

После этого в середине каждого интервала по нормали к профилю зуба измерялось расстояние между изношенным и новым профилем зуба, которое делилось на радиус основной окружности шестерни. К моменту входа в зацепление второй пары зубьев определялась погрешность основного шага зубчатого колеса. В результате были получены развернутые реализации угловых колебаний новой шестерни при зацеплении ее с зубчатыми колесами различной степени износа, а также для зубчатой передачи, ведущая шестерня которой имела износ, близкий к предельному. Длина каждой реализации составляла 1200 точек. По реализациям с помощью ПЭВМ были определены оценки корреляционных функций по формуле

$$k_{\varphi}(\tau) = \frac{1}{N - m + 1} \sum_{n=1}^{m-N+1} x(n) x(n+m), \quad (1.35)$$

где $x(n)$ – центрированные ординаты реализации;
 N – количество дискретных ординат;
 m – дискретный аргумент корреляционной функции.

Во временном масштабе оценки корреляционной функции удовлетворительно аппроксимировались выражением

$$k_{\varphi}(\tau) = D(\varphi_B) \exp(-\lambda|\tau|) (\cos \beta|\tau| + \frac{\lambda}{\beta} \sin \beta|\tau|), \quad (1.36)$$

где $D(\varphi_B)$ – дисперсия угловых колебаний шестерни;

$\lambda = \frac{1}{20} \beta$ – коэффициент затухания корреляционной функции;

$\beta = \frac{z_k v}{3.6 \pi d_k}$ – частота пересопряжения зубьев передачи (для

электропоезда метрополитена было принято $\beta = 5,7v$);

z_k – число зубьев ведомого зубчатого колеса;

v – скорость движения тепловоза, км/ч;

d_k – диаметр окружности колеса по кругу катания;

τ – интервал корреляции.

Так как $\alpha \ll \beta$, то угловые колебания шестерни во времени $\varphi_B(t)$ можно представить в виде узкополосной квазигармонической функции

$$\varphi_B(t) = \varphi_0 \cos(2\pi \beta t + \gamma), \quad (1.37)$$

где $\varphi_0 = 2\sqrt{D}$ – амплитуда возмущающей функции;

γ – случайная фаза, распределенная равномерно в интервале $-\pi \leq \gamma \leq \pi$.

Было установлено, что амплитуда возмущающей функции φ_0 зависит от степени износа зубчатой передачи и формы профилей сопрягаемых зубчатых колес. Так, при работе изношенного зубчатого колеса с новой шестерней φ_0 приблизительно равна отношению половины максимального отклонения изношенного профиля зуба от эвольвенты к радиусу основной окружности шестерни.

В приработанной зубчатой паре φ_0 примерно в два раза меньше, чем при сопряжении изношенного зубчатого колеса с новой шестерней.

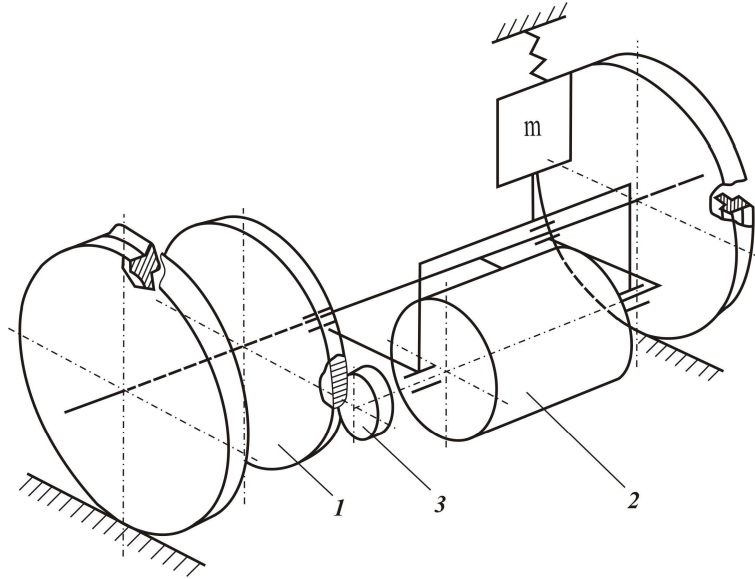


Рисунок 1.15 – Расчетная динамическая модель тягового привода

1 – зубчатое колесо (I_k); 2 – якорь ($I_{я}$); 3 – шестерня ($I_{ш}$)

Так как приведенные к контакту колеса с рельсом динамические силы в редукторе, как правило, не превышают силы сцепления, то в первом приближении колесную пару можно считать неподвижной. В этом случае была составлена упрощенная механическая модель привода (рис. 1.15), которую можно описать системой дифференциальных уравнений с тремя степенями свободы: для крутильных колебаний электродвигателя на траверсном подвешивании, якоря электродвигателя на валу, электродвигателя на траверсном подвешивании и хвостовике вала якоря и шестерни на хвостовике вала

$$\left[m_{np.э} + \frac{I_{я}}{r_{ш}^2} \right] \ddot{z}(t) + c_{np.м} \dot{z}(t) + \mathcal{H}_{np.м} z(t) = \left[\ddot{\varphi}_B(t) - \ddot{\varphi}_я(t) \right] m_{np.э} r_{ш}, \quad (1.38)$$

$$I_{я} \ddot{\varphi}_я(t) + C_{1\varphi} \dot{\varphi}_я(t) + \mathcal{H}_{1\varphi} \varphi_я(t) = \left[\varphi_B(t) - \frac{z(t)}{r_{ш}} \right] \mathcal{H}_{1\varphi} + \left[\dot{\varphi}_B(t) - \frac{\dot{z}(t)}{r_{ш}} \right] c_{1\varphi}, \quad (1.39)$$

$$m_{np.э} \ddot{z}^*(t) + (c_{np.m.} + c_{1n}) \dot{z}^*(t) + (\mathcal{H}_{np.m.} + \mathcal{H}_{1n}) z^*(t) =$$

$$[\varphi_B(t) - \varphi_{ш}(t)] r_{ш} \mathcal{H}_{1n} + \left[\dot{\varphi}_B(t) - \dot{\varphi}_{ш}(t) \right] r_{ш} c_{1n}$$
(1.40)

$$I_{ш} \ddot{\varphi}_{ш}(t) + C_{1\varphi}^* \dot{\varphi}_{ш}(t) + \mathcal{H}_{1\varphi} \varphi_{ш}(t) = \left[\ddot{\varphi}_B(t) - \frac{\ddot{z}(t)}{r_{ш}} \right] I_{ш},$$
(1.41)

где $m_{np.э}$ – приведенная к координате z масса электродвигателя;
 $I_{я}, I_{ш}$ – моменты инерции якоря электродвигателя и ведущей шестерни редуктора;

$r_{ш}$ – радиус основной окружности ведущей шестерни;

$C_{1\varphi}, C_{1\varphi}^*, C_{1n}, C_{np.m.}$ – линеаризованные коэффициенты трения в упругих связях;

$\mathcal{H}_{np.m.}$ – приведенный к координате z коэффициент жесткости траверсного подвешивания;

$\varphi_{я}(t), \varphi_{ш}(t)$ – угловые колебания якоря электродвигателя и шестерни на хвостовике вала якоря;

$z^*(t), z(t)$ – вертикальные перемещения тягового электродвигателя на траверсном подвешивании и хвостовике вала якоря и только на траверсном подвешивании.

Первую и вторую производные $\varphi_B(t)$ в силу узкополосности процесса можно найти из выражений

$$\dot{\varphi}_B(t) = -2\pi f \varphi_B(t),$$
(1.42)

$$\ddot{\varphi}_B(t) = -(2\pi f)^2 \varphi_B(t).$$
(1.43)

Систему уравнений (1.38)-(1.41) удобнее решить приближенным способом, который в данном случае из – за большой разницы собственных частот колебаний электродвигателя якоря и шестерни дает удовлетворительную точность. Тогда для сравнительно узкого частотного диапазона, включающего частоту f_1 , будет справедливым следующее приближенное равенство:

$$I_{я} \ddot{\varphi}_{я}(t) = r_{ш} \left[m_{np.э} \ddot{z}(t) + C_{np.m} \dot{z}(t) + \mathcal{H}_{np.m} z(t) \right]$$
(1.44)

Подставляя $\varphi_{я}(t)$ из (1.44) в уравнение (1.38) и решая его относительно $z(t)$, получим приближенное выражение для определения

амплитуды колебаний в окрестности частоты колебаний f_1 :

$$z(t) = \frac{4\pi^2 f^2}{\mathcal{H}_{np.m} (1 + \frac{m_{np.э} r_{и}^2}{I_{я}})} \times \frac{m_{np.э} r_{и} \varphi_B(t)}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f}{f_1}\right)^2\right]^2 + (2\xi_1 \frac{f}{f_1})^2}}, \quad (1.45)$$

где

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\mathcal{H}_{np.m}}{m_{np.э} + \frac{I_{я}}{r_{и}^2}}}; \quad (1.46)$$

$$\xi_1 = \frac{C_{np.m}}{\sqrt[2]{\mathcal{H}_{np.m} (m_{np.э} + \frac{I_{я}}{r_{и}^2})}}. \quad (1.47)$$

Для решения уравнения (1.39), аналогично предыдущему, напомним равенство для частоты колебаний f_2

$$I_{я} \ddot{\varphi}_{я}(t) + C_{1\varphi} \dot{\varphi}_{я}(t) + \mathcal{H}_{1\varphi} \varphi_{я}(t) = r_{и} \left[m_{np.э} \ddot{z}(t) + C_{np.m} \dot{z}(t) + \mathcal{H}_{np.m} z(t) \right], \quad (1.48)$$

откуда

$$\frac{z(t)}{r_{и}} = \frac{1}{kr_{и}^2} \left[m_{np.э} \ddot{z}(t) + C_{np.m} \dot{z}(t) + \mathcal{H}_{np.m} z(t) \right], \quad (1.49)$$

где $k = \sqrt{(\mathcal{H}_{1\varphi} - 4\pi^2 f^2 m_{np.э})^2 + (2\pi f C_{1\varphi})^2}.$

Подставляя $\frac{z(t)}{r_{и}}$ в уравнение (1.38) и решая его относительно $\varphi_{я}(t)$,

получим

$$\varphi_{я}(t) = \frac{\varphi_B(t)}{1 + \frac{\mathcal{H}_{1\varphi} + 2\pi f C_{1\varphi}}{kr_{и}^2}} \times \frac{\sqrt{1 + (2\xi_2 \frac{f}{f_2})^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f}{f_2}\right)^2\right]^2 + (2\xi_2 \frac{f}{f_2})^2}}, \quad (1.50)$$

где

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\mathcal{H}_{1\varphi}}{I_{я}}}; \quad (1.51)$$

$$\xi_2 = \frac{C_{1\varphi}}{2\sqrt{\mathcal{H}_{1\varphi} I_{я}}}. \quad (1.52)$$

Аналогичным образом были найдены значения частот для выражений (1.40) и (1.41).

Зная $z(t)$, $\varphi_{\text{я}}(t)$, $z^*(t)$ и $\varphi_{\text{ш}}(t)$ была определена амплитуда динамического крутящего момента на хвостовике вала якоря $M_{\text{д}}$ соответственно в окрестностях частот колебаний f_1, f_2, f_3, f_4 из следующих выражений

$$M_{\text{д}} = z(t) \eta_{\text{пр.м}} r_{\text{ш}}; \quad (1.53)$$

$$M_{\text{д}} = \varphi_{\text{я}}(t) \eta_{\text{1}\varphi}; \quad (1.54)$$

$$M_{\text{д}} = z^*(t) \eta_{\text{1н}} r_{\text{ш}}; \quad (1.55)$$

$$M_{\text{д}} = \varphi_{\text{ш}}(t) \eta_{\text{1}\varphi}. \quad (1.56)$$

Все эти величины оказались тесно связанными между собой, что в дальнейшем позволило оперировать с наиболее удобной из них – динамическим крутящим моментом (рис. 1.16).

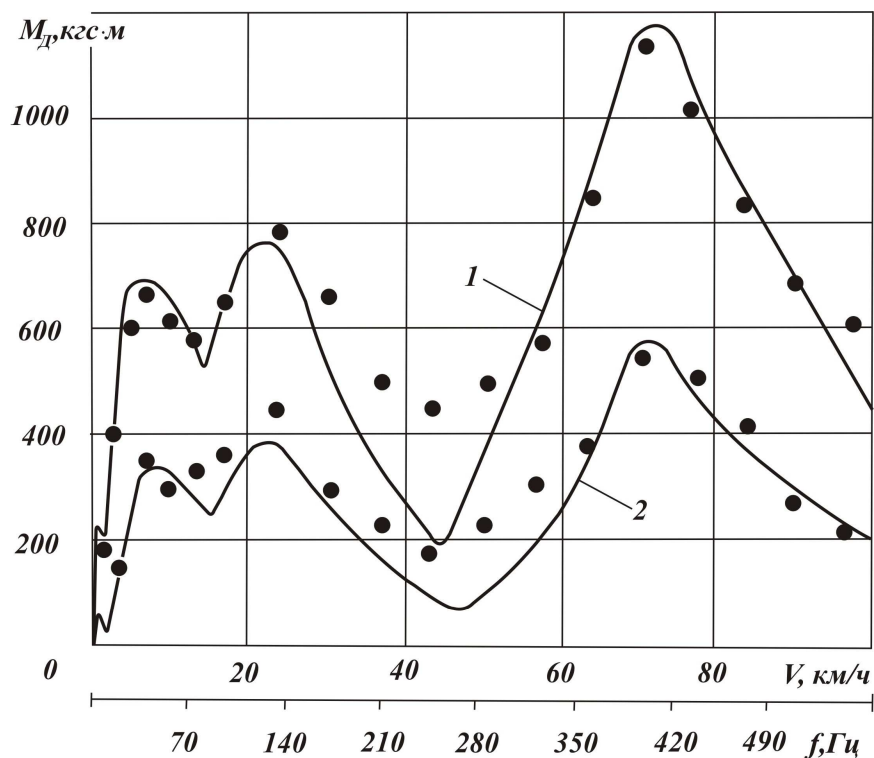


Рисунок 1.16 – Зависимость динамического крутящего момента на хвостовике вала якоря, вызванного искажением профиля зуба, от скорости движения

1 – для пары новая ведущая шестерня и изношенное зубчатое колесо;
2 – приработавшаяся зубчатая пара

По величине M_d легко также определить амплитуду ускорения корпуса электродвигателя над якорем из формулы [7]

$$\ddot{z}_y = M_d / r_{\text{ш}} m_{\text{пр.э}}. \quad (1.57)$$

Следует иметь ввиду, что при высоких частотах колебаний динамическая нагрузка на зубьях шестерен больше, чем ее величина, определенная по M_d . В этом случае величину динамической нагрузки на зуб шестерни с учетом ее момента инерции можно определить по формуле [7]

$$P_z = \frac{M_d + 4\pi^2 f^2 \varphi_{\text{ш}}(t) I_{\text{ш}}}{r_{\text{ш}} \cos \alpha}. \quad (1.58)$$

Проведенные расчеты показали, что даже сравнительно небольшая величина погрешности профиля зубьев вызывает значительные высокочастотные динамические нагрузки, отрицательно влияющие на работоспособность тяговых электродвигателей и привода в целом. Величина этих нагрузок увеличивается с ростом тягового момента и существенно зависит от формы сопрягающихся поверхностей зубьев. При сопряжении новой шестерни с изношенным зубчатым колесом она примерно в 2 раза выше уровня, характерного для случая сопряжения приработанных зубчатых колес. Это подтверждает целесообразность соблюдения требований, максимально ограничивающих случаи "распаровки" шестерен при производстве ремонта локомотивов.

1.6 Выводы

1. Проанализированы условия работы тяговых передач, с выделением основных эксплуатационных факторов влияющих на их ресурс. Выделены типичные режимы нагружения тяговых передач и определены условия, в которых они проявляются.

2. Определены усилия, возникающие в узлах тягового привода при передаче тягового момента. Рассмотрены условия возникновения реакций при прохождении колесной парой неровностей пути в профиле и определены их численные значения. Определены динамические усилия в подвеске редуктора с выделением колебаний: галопирования, подпрыгивания и боковой качки. При этом проведенные расчеты показали, что существующий тяговый привод электропоездов работает в сложном и напряженном состоянии, которое в конечном итоге определяет его ресурс в эксплуатации.

3. Рассмотрены особенности НАНОПРОТЕК-технологий, применяемые составы и механизм их воздействия. Отражен процесс образования

модифицированного слоя на поверхности пар трения. Выделены процессы образования новых кристаллов, наращенных на металлической решетке, их ориентирования и создания модифицированного слоя с существенно меньшим коэффициентом трения. Определены рекомендации по применению НАНОПРОТЕК-технологий при ремонте лимитирующих узлов подвижного состава.

4. Установлено, что погрешности профиля зубьев редуктора тяговой передачи, вызванные износом зубчатых передач в эксплуатации, повышают динамическое воздействие на элементы привода. Предложены расчетные соотношения по определению величины динамических нагрузок в зубчатой передаче, на основании которых определена зависимость степени износа зубьев от характера сопряжения. Выявлено, что при установке изношенного зубчатого колеса и новой шестерни динамические нагрузки в редукторе увеличиваются примерно в два раза по сравнению с приработавшейся зубчатой парой. Предложено, как наиболее эффективная мера, по снижению высокочастотных динамических нагрузок в системе тягового привода периодическое восстановление эвольвентного профиля зубьев в эксплуатации.

5. Предложена методика определения повторяемости установившихся режимов нагружения тяговых передач электропоездов в эксплуатации, которая базируется на обработке статистической информации и расчете плотности распределения вероятностей скоростей движения электропоездов. Установлено, что четырехмоментное распределение Пирсона наиболее полно отражает основные особенности распределений скоростей движения, на основании чего можно найти обобщенную плотность распределения абсолютных максимумов динамических напряжений, возникающих в несущих деталях тягового привода за весь срок его службы.

РАЗДЕЛ 2

ФОРМАЛИЗАЦИЯ ЗАДАЧ ОЦЕНКИ РЕСУРСА ТЯГОВЫХ ПЕРЕДАЧ РЕЛЬСОВОГО ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА

2.1 Оценка равнопрочности деталей тяговых передач

Технико-экономические последствия неравнопрочности, выражающиеся в отказах, простоях, ремонтах, повышенном расходе запасных частей, снижении эффективности и увеличении стоимости эксплуатации электропоездов, весьма значительны. Поэтому проблема неравнопрочности машин заслуживает серьезного внимания. Ее следует рассматривать как один из разделов проблемы надежности, поскольку большинство задач, связанных с неравнопрочностью узлов тягового подвижного состава, теснейшим образом переплетается с вопросами обеспечения их надежности.

Как известно, неравенство ресурсов компонентов изделия может не проявляться в течение некоторого периода его работы. По мере увеличения наработки изделия (или продолжительности его использования) рано или поздно возникнут отказы отдельных деталей, постепенно или быстро учащающиеся [8]. В конструкциях неудачных, плохо изготовленных или отремонтированных эти отказы возникают рано и происходят часто. В отработанных, качественно изготовленных или отремонтированных конструкциях отказы длительное время не возникают, а затем в течение определенного периода случаются сравнительно редко. Существует возможность создания конструкции, которая вообще не отказывает на протяжении заданной наработки или отказывает не чаще, чем это разрешено техническими условиями. Отсюда вытекает приведенное выше определение термина "равнопрочность".

Сказанное выше иллюстрируется схемой (рис. 2.1), где показаны распределения ресурсов пяти условных деталей узла: *a* – не отвечающего требованиям; *б* – соответствующего требованиям равнопрочности. Точка 0 – начало эксплуатации, вертикаль *A-A* – граница заданной наработки, или нормативный ресурс узла до первого капитального ремонта. Очевидно, что за этой границей неравнопрочность узла приведет к учащающимся отказам. Следует подчеркнуть, что неравнопрочность – свойство, присущее почти любому изделию, в то время как равнопрочность – свойство, присущее лишь продуманным и тщательно доведенным конструкциям, причем только

временно, так как за пределами обусловленного периода эксплуатации неизбежно проявится свойственная данному изделию неравнопрочность.

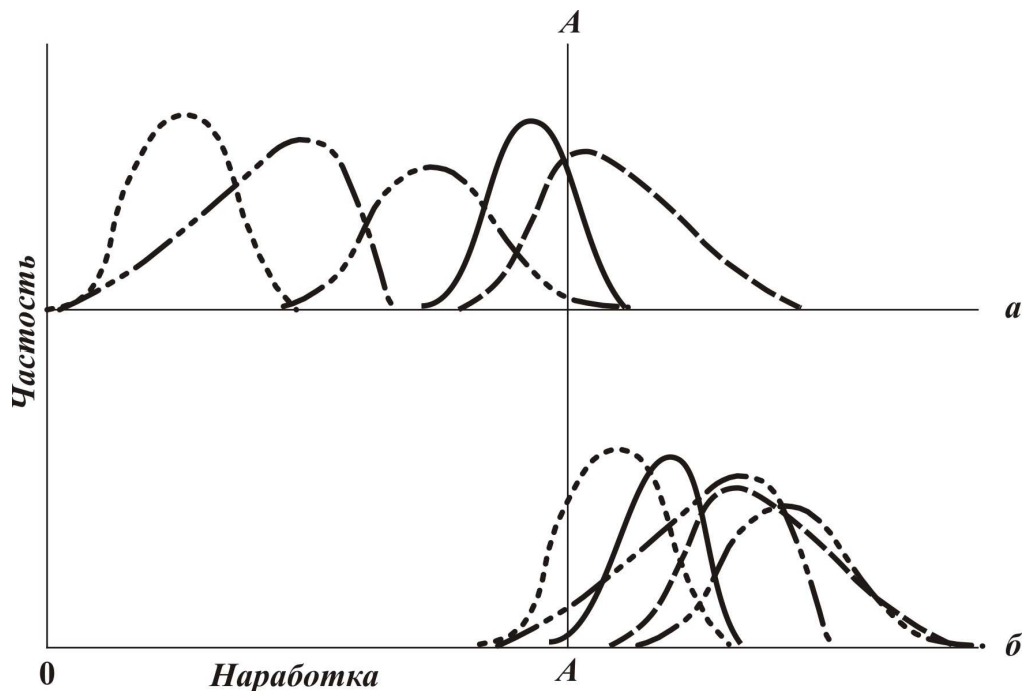


Рисунок 2.1 – Распределение ресурсов основных деталей узла

Полагая бесспорным, что равнопрочность изделий – объектов серийного и массового производства – следует рассматривать только в статистическом аспекте с использованием кривых убыли, отражающих закономерности распределения ресурсов элементов изделия, рассмотрим еще один пример, иллюстрирующий зависимость равнопрочности узла от величины его наработки или продолжительности эксплуатации. Допустим, для упрощения, что узел состоит лишь из шести основных деталей, распределения ресурсов которых известны. Тогда равнопрочность узла в общем виде характеризуется кривыми убыли соответствующих деталей, показанными на рисунке 2.2.

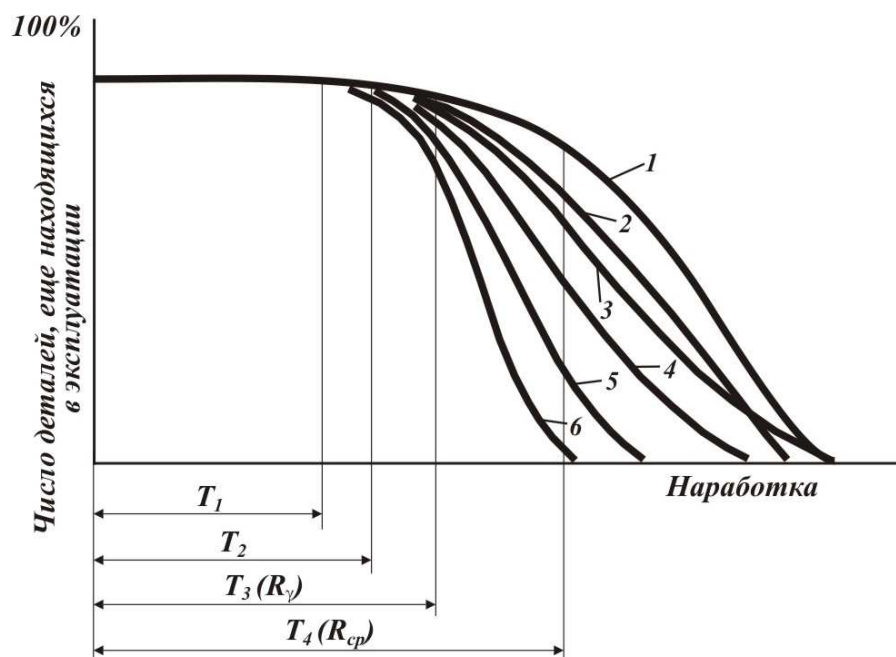


Рисунок 2.2 – Кривые убыви основных деталей узла, имеющего гамма-процентный ресурс R_γ , средний ресурс R_{cp}

Очевидно, что оценка равнопрочности узла будет существенно различной при разных его наработках.

Например, до достижения наработки T_1 неравнопрочность элементов узла не проявилась (ни одна из его деталей не потеряла работоспособности), а ко времени достижения наработки T_4 потребуется замена деталей №1 – 17%, деталей №2 – 29%, деталей №3 – более 34%, деталей №4 – 51%, деталей №5 – 74% и деталей №6 – почти 96%. Таким образом, нельзя судить о равнопрочности "вообще". Можно и необходимо оценивать равнопрочность узла за определенный период эксплуатации или до достижения им определенной наработки.

Исходя из приведенных выше определений, необходимо полагать равнопрочными:

- деталь, имеющую несколько рабочих элементов, если ни один из них не теряет работоспособности ранее заданной наработки;
- комплект одноименных деталей одинакового назначения, если входящие в комплект детали не требуют ремонта или замены ранее заданной наработки; агрегат (узел), если входящие в него детали не требуют ремонта или замены, вызывающей необходимость в разборке агрегата ранее заданной наработки;
- агрегат при отсутствии существенных отказов ее узлов, агрегатов или систем в течение заданной наработки или заданного периода эксплуатации.

Такая трактовка понятия "равнопрочность" радикально отличается от широко распространенной трактовки, подразумевающей равную

долговечность всех элементов изделия. Еще в 1858 г. Оливер Холмс писал о "логичной конструкции" кареты, все детали которой должны проработать 100 лет без единого отказа, а в день своего столетия выйти из строя одновременно [8].

Поскольку эта задача для сложных конструкций неосуществима, можно предложить иную ее постановку и перечислить основные причины неравнопрочности.

Первая из них заключается в рассеивании ресурсов деталей, узлов и агрегатов. Даже в одинаковых условиях эксплуатации долговечность изделий каждого вида характеризуется своей кривой распределения. Потеря работоспособности деталей происходит при различных наработках, прогноз которых с вероятностных позиций возможен, однако с ограниченной точностью и лишь при наличии обширной информации, почти всегда отсутствующей на стадии проектирования.

Вторая причина неравнопрочности заключается в разнообразии функций разных деталей машин и значительных различиях в характере их эксплуатационной нагруженности. Детали в целом и их элементы подвергаются растяжению, сжатию, изгибу, смятию, кручению, изнашиванию, коррозии, старению, причем различные виды воздействий могут происходить в отдельности или совместно в самых различных сочетаниях. Даже одинаковые детали одного агрегата, выполняющие одни и те же функции, и, казалось бы, одинаково смонтированные, могут оказаться существенно неравнопрочными из-за незаметных, на первый взгляд особенностей конструкции. Поэтому чрезвычайно трудно, если не невозможно, обеспечить одновременное разрушение деталей сложного узла даже в том редком случае, когда в течение всего срока его службы он подвергается действию неизменных нагрузок известной величины.

Третья причина заключается в неодинаковом влиянии изменений условий эксплуатации на различные элементы машины. Например, интенсивность изнашивания деталей ходовой части электропоезда зависит от состояния пути, пробега, нагрузки и ряда других факторов.

Таким образом, изменение условий эксплуатации по-разному влияет не только на ресурсы различных деталей и агрегатов, но и на интенсивность разрушения различных поверхностей одной детали.

Основным путем обеспечения равнопрочности деталей тягового привода является увеличение запасов прочности, износостойкости и др. в эксплуатации.

Первоначально равнопрочность деталей тяговых приводов электропоездов анализировалась по коэффициенту замены, который определялся как

$$k_3 = \frac{n_{\text{общ}} - n_{\text{деф}}}{n_{\text{общ}}}, \quad (2.1)$$

где $n_{\text{деф}}$ – общее количество деталей в выборке, в которых имелись дефекты во время эксплуатации и которые подверглись ремонту или замене;

$n_{\text{общ}}$ – общее количество однотипных деталей в тяговом приводе.

Анализ равнопрочности основных узлов тягового привода электропоездов по коэффициенту замены представлен на рисунке 2.3.

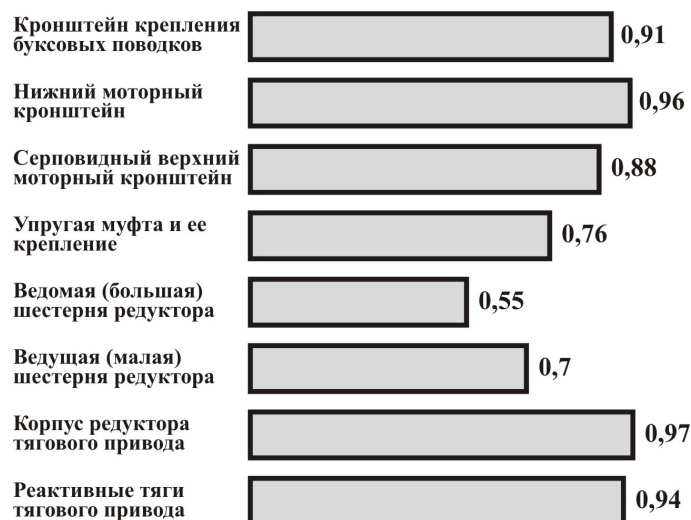


Рисунок 2.3 – Равнопрочность деталей тяговой передачи электропоездов по коэффициенту замены k_3

В то же время было установлено, что данный коэффициент не учитывает влияние прогрессивных технологий восстановления, после которых обновленная деталь вновь возвращается в работу. Исходя из этого (и с учетом применения РВС-технологий, которые позволяют определенным образом упрочнить взаимодействующие поверхности и, как следствие, продлить их срок службы) был предложен коэффициент износной равнопрочности

$$k_p = \frac{\sum_{i=1}^{z_B} \bar{q}_B + \sum_{i=1}^{z_M} \bar{q}_M}{\sum_{i=1}^{z_B} \bar{Q}_B + \sum_{i=1}^{z_M} \bar{Q}_M}, \quad (2.2)$$

где \bar{Q}_B, \bar{Q}_M – начальная средняя толщина зубьев соответственно большой и малой шестерни перед обработкой по РВС-технологии;

\bar{q}_B, \bar{q}_M – средняя толщина зубьев соответственно большой и малой шестерни после обработки по РВС-технологии;

z_B, z_M – количество исследуемых соответственно большой и малой шестерни.

2.2 Виды износов и закономерности процесса изнашивания

Под изнашиванием подразумевается процесс разрушения и отделения материала с поверхности твердого тела и (или) накопления его остаточной деформации при трении, проявляющегося в постепенном изменении размеров и (или) формы тела. Износ является результатом изнашивания, определяемого в установленных единицах.

Различают следующие виды изнашивания [9]:

- механическое – происходит в результате механических воздействий;
- коррозионно-механическое – изнашивание в результате механического воздействия, сопровождаемого химическим взаимодействием материала со средой;
- абразивное – механическое изнашивание в основном в результате режущего или царапающего действия твердых частиц, находящихся в свободном или закрепленном состоянии;
- эрозионное – механическое изнашивание в результате воздействия потока жидкости и (или) газа;
- гидроэрозионное (газо-эрозионное) – эрозионное изнашивание вследствие воздействия потока жидкости;
- гидроабразивное (абразивное) – эрозионное изнашивание вследствие воздействия потока жидкости и абразивных частиц;
- усталостное – механическое изнашивание в результате усталостных разрушений при повторных деформациях микрообъемов материала поверхностного слоя;
- кавитационное – гидроэрозионное изнашивание при движении твердого тела относительно жидкости, при котором пузырьки газа

захлопываются вблизи поверхности, что создает повышение давления или температуры;

- при заедании – изнашивание в результате схватывания, глубинного вырывания материала, переноса его с одной поверхности на другую и воздействия возникших неровностей на сопряженную поверхность;

- окислительное – коррозионно-механическое изнашивание, при котором основное влияние на изнашивание имеет химическая реакция материала с кислородом или окисляющей окружающей средой;

- изнашивание при фреттинге – механическое изнашивание соприкасающихся тел при малых колебательных и относительных перемещениях;

- изнашивание при фреттинг-коррозии;

- электроэрозионное – эрозионное изнашивание поверхности в результате воздействия разрядов при прохождении электрического тока.

Устанавливаются некоторые определения характеристик износа. К ним относятся:

- предельный износ – износ, соответствующий предельному состоянию;

- допустимый износ – износ, при котором изделие сохраняет работоспособность;

- местный износ – износ на отдельном участке;

- эпюра износа – графическое изображение распределения местного износа по поверхности трения или по определенному ее сечению.

Как правило, в процессе трения одновременно наблюдается несколько видов изнашивания. Тем не менее, в большинстве случаев проявляется ведущий вид изнашивания, ответственный за характер и размер износа.

В процессе изнашивания образуются единичные разрушения в малом объеме материала, который удаляется из зоны трения в виде частиц износа. Различают износ при трении без смазки, при граничной смазке и абразивное изнашивание.

По характеру деформирования износ протекает при упругом контакте, пластическом и в условиях микрорезания.

Количественной относительной характеристикой износа является интенсивность изнашивания, которая определяется как отношение значения износа к обусловленному пути, на котором происходило изнашивание, или объему выполненной работы.

Интенсивность линейного износа δ_h определяется толщиной изношенного слоя, приходящейся на единицу пути трения L_T , [9]

$$\delta_h = \Delta h \cdot L_T, \quad (2.3)$$

или по изменению объема или массы истираемого тела

$$\delta_h = \frac{\Delta Q}{L_T \cdot A_T}, \quad (2.4)$$

$$\delta_h = \frac{\Delta M}{\rho \cdot L_T \cdot A_T}, \quad (2.5)$$

где ρ – плотность изнашиваемого материала;

ΔQ , ΔM – изменение объема и массы истираемого тела (абсолютный износ);

A_T – площадь поверхности истираемого элемента.

При неизменном значении площади изнашивания, например на участке стационарного износа, целесообразно пользоваться интенсивностью износа по массе [9]

$$\delta_T = \Delta M \cdot L_T, \quad (2.6)$$

или по объему

$$\delta_Q = \Delta Q \cdot L_T. \quad (2.7)$$

Интенсивность линейного, объемного и массового износ находится между собой в следующей зависимости [4]

$$\delta_h = \frac{\Delta Q}{A_T} = \delta_T \cdot \rho \cdot A_T. \quad (2.8)$$

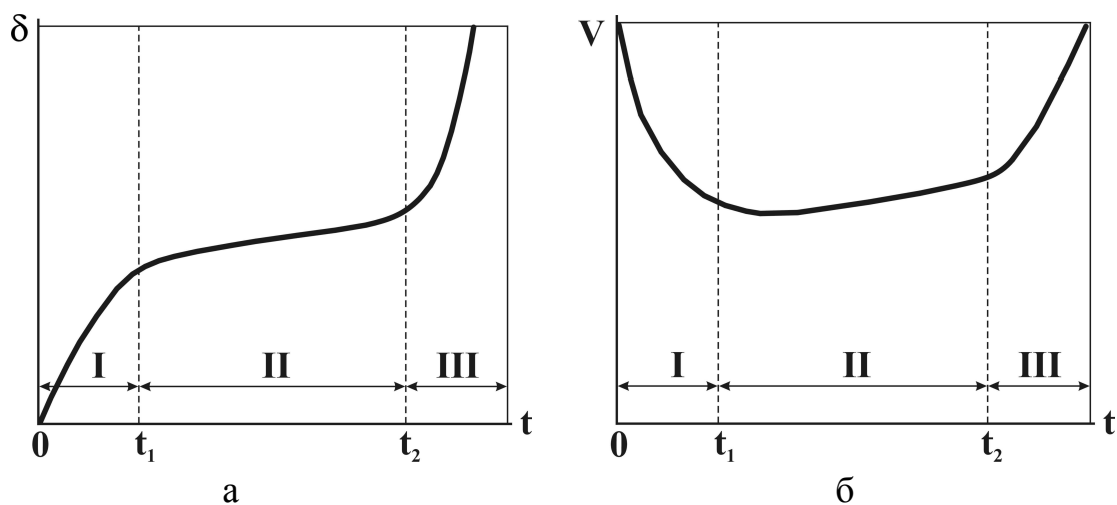


Рисунок 2.4 – Изменение абсолютного износа (а) и скорости (б) по времени

Интенсивность изнашивания и абсолютный износ изменяются от времени работы трущихся деталей или пути трения. Скорость изнашивания определяют графическим дифференцированием как тангенс угла наклона касательной, проведенной в точке графика соответствующей времени t . В технике часто применяют термин "износостойкость", являющийся величиной, обратной скорости износа. Износостойкость характеризует способность трущихся поверхностей сопротивляться изнашиванию.

Процесс износа обычно происходит в три стадии. На первой стадии **I** (рис. 2.4, а) осуществляется приработка, занимающая небольшой отрезок времени, при этом наблюдается нестационарный режим износа с высокой, но постепенно убывающей скоростью изнашивания (рис. 2.4,б). Вторая стадия **II** является самой продолжительной, происходит стабилизация процесса изнашивания, скорость изнашивания небольшая и примерно одинаковая. Этот участок характеризует нормальную работу узла после приработки [4].

Постепенное изменение размеров трущихся деталей может привести к ухудшению условий эксплуатации, в результате чего скорость изнашивания возрастет и может наступить катастрофический износ, характеризуемый третьей стадией износа.

2.3 Прогнозирование динамики износа

Изнашивание деталей является сложным процессом, зависящим от большого числа факторов. С увеличением длительности работы узла происходит – постепенное изменение условий изнашивания. Меняются условия смазки, динамический режим нагружения, условия теплоотвода, характер взаимодействия деталей в узле и т. д.

Под динамикой изнашивания деталей машин понимают [6]:

- нарастание износа в зависимости от длительности их работы;
- изменение распределения износа по поверхностям трения;
- развитие физических процессов изнашивания во времени в связи с особенностями условий работы и изменениями свойств материалов вследствие трения, нагрева и других явлений.

Зависимость нарастания износа от длительности работы для наиболее общего случая обычно выражают кривой, предложенной В. Ф. Лоренцом [6]. Эта кривая имеет три участка, соответствующие трем периодам течения процесса: приработке, периоду нормального или установившегося изнашивания и периоду усиленного, аварийного изнашивания. Автор считал, что скорость изнашивания на протяжении всего второго периода остается приблизительно постоянной и что

катастрофическое изнашивание происходит после достижения некоторой критической точки. Такой характер зависимости величины износа от времени оказался справедливым для большого числа различных узлов трения, что и послужило основанием для широкого признания "кривой Лоренца".

Позднее было выявлено, что в ряде случаев протекание процесса изнашивания отличается от описываемого данной кривой. В частности, М. М. Хрущов [10] показал ряд возможных вариантов связи между величиной износа, скоростью изнашивания и длительностью работы трущейся пары.

Изменение скорости изнашивания в период после окончания приработки объясняется рядом причин. Эти причины могут быть неслучайными – закономерное изменение площади контакта деталей по мере накопления износа, физических свойств материала деталей по глубине, динамических нагрузок и условий смазки при увеличении зазора и т.д. и случайными – нестационарный режим работы машины, колебания свойств материалов деталей и смазочного масла, температуры, влажности и запыленности среды, квалификация обслуживающего персонала и множество других плохо поддающихся учету случайных факторов. Поэтому процесс накопления износа деталей машин обладает большим рассеиванием и должен рассматриваться как случайный процесс. Протекание процесса изнашивания во времени можно описать тем или иным математическим уравнением. Для того чтобы найти точное уравнение этого процесса пришлось бы рассмотреть идеализированную физическую модель изнашивания, в которой все факторы, влияющие на скорость протекания процесса, являются абсолютно определенными. Практически осуществить такую модель даже для простейших пар трения очень трудно, а чаще всего невозможно. Однако можно подобрать приближенное уравнение, которое достаточно хорошо согласуется с фактическими результатами испытаний изнашивание лабораторных образцов или деталей в реальных условиях службы. Весьма полезными для этой цели являются результаты эксплуатационных наблюдений за процессом изнашивания узлов трения.

Для математического описания случайного процесса изнашивания необходимо знать вероятностные закономерности изменения во времени его основных характеристик: среднего износа δ и скорости изнашивания ν , а также среднего квадратического отклонения σ и коэффициента вариации износа [8]

$$\nu = \frac{\sigma}{\delta}. \quad (2.9)$$

Применительно к узлам трения в тяговых передачах электропоездов эти вопросы изучены пока явно недостаточно.

Для выяснения закономерностей процесса изнашивания во многих исследованиях проводились многочисленные испытания трущихся пар при различных условиях контактирования образцов, использовании разных смазочных материалов и т.д. Полученные данные свидетельствуют о нелинейном характере накопления среднего износа. В период приработки скорость изнашивания непрерывно уменьшалась, а затем в период установившегося изнашивания непрерывно возрастала. Постепенное увеличение скорости изнашивания после окончания периода приработки было связано с изменением формы поверхностей трения, возрастанием динамических нагрузок, а также накоплением в зоне трения твердых продуктов изнашивания [10].

В условиях эксплуатации изнашивание узлов трения тяговых передач электропоездов развивается как случайный процесс с относительно большой дисперсией износа (коэффициент вариации находится в пределах 0,3-0,8). Поэтому для описания такого процесса наиболее приемлемой является вероятностная математическая модель. Обосновать такую модель позволяет анализ статистических закономерностей накопления износа.

2.4 Вероятностная модель износа

Для математического описания процесса изнашивания необходимы, по крайней мере, три уравнения. Первое из них должно удовлетворительно выражать математическое ожидание случайного процесса накопления износа по времени, т.е. неслучайную составляющую процесса изнашивания, второе уравнение - верхнюю доверительную границу случайного процесса, т.е. кривую, о которой с заданной степенью риска можно сказать, что ни одна реализация процесса изнашивания не пройдет выше нее, а третье - нижнюю доверительную границу процесса накопления износа. Эти уравнения в совокупности образуют вероятностную математическую модель процесса.

Исследование статистических закономерностей изнашивания деталей транспортных дизелей позволяет сформулировать основные требования к математической модели. Эта модель должна учитывать случайный характер процесса изнашивания и нелинейность накопления износа на протяжении периода приработки и нормальной эксплуатации детали. Она должна быть удобной для инженерных расчетов и не требовать сложных вычислений. Модель не должна противоречить опыту, что является основным. Чем более точно математическая модель соответствует объективно существующему процессу изнашивания деталей в условиях эксплуатации, тем она лучше.

Наиболее часто в литературе встречаются линейные [17] и нелинейные модели, в которых математическое ожидание случайного процесса описывается либо многочленом второй и третьей степени [7], либо экспоненциальным уравнением [6]. Зависимость среднего износа образцов и реальных деталей дизелей от наработки свидетельствует о нелинейном характере процесса их изнашивания. Отдельный ограниченный участок кривой нарастания износа, мог бы быть описан линейным уравнением. Однако при экстраполивании линейного уравнения за пределы участка, для которого оно построено, получается излишне оптимистический прогноз, который не исключает возможности преждевременного достижения предельного значения износа.

В процессе эксплуатации узлов транспортных дизелей скорость их изнашивания \bar{v} является функцией величины накопленного износа δ [6]

$$\bar{v} = \frac{d\delta}{dt} = f(\delta), \quad (2.10)$$

где t – длительность работы узла.

Уравнение (2.10) можно представить в виде бесконечного степенного ряда

$$\frac{d\delta}{dt} = c + k\delta + k_1\delta^2 + \dots + k_{n-1}\delta^n. \quad (2.11)$$

В линейной модели используют только первый член этого ряда, считая, что скорость изнашивания остается постоянной на протяжении всего периода нормальной эксплуатации.

Сильная линейная корреляционная связь между скоростью изнашивания деталей и накопленным износом позволяет ограничиться двумя первыми членами ряда (2.11), пренебрегая остальными. Преобразуя уравнение (2.11), интегрируя левую и правую его части соответственно по времени и износу и считая, что при наработке t_1 средняя величина износа равна $\bar{\delta}$ получим

$$t - t_1 = \frac{1}{k} \ln \frac{c + k\bar{\delta}}{c + k\bar{\delta}_1}. \quad (2.12)$$

Перейдем к десятичным логарифмам

$$t - t_1 = \frac{1}{k \lg e} \lg \frac{\frac{c}{k} + \bar{\delta}}{\frac{c}{k} + \bar{\delta}_1}. \quad (2.13)$$

Обозначим

$$A = \frac{1}{k \lg e}, \quad (2.14)$$

$$h = \frac{c}{k}. \quad (2.15)$$

Подставив эти значения в уравнение (2.13) и решив его относительно среднего износа δ , получим экспоненциальное уравнение, выражающее математическое ожидание процесса изнашивания [6]

$$\bar{\delta} = (\bar{\delta}_1 + h) \cdot 10^{\frac{t-t_1}{A}} - h. \quad (2.16)$$

Коэффициент A , измеряемый в единицах наработки (часах, км пробега и т. д.), определяет форму кривой износа. Его называют коэффициентом долговечности. Коэффициент h измеряется в единицах износа. Он определяет положение кривой относительно начала координат и называется коэффициентом смещения. Величина его равна расстоянию от начала координат до асимптоты этой кривой, взятому с обратным знаком.

Дифференцируя уравнение (2.16), получим уравнение скорости изнашивания

$$v = \frac{d\delta}{dt} = \frac{\bar{\delta}_1 + h}{A \lg e} 10^{\frac{t-t_1}{A}}. \quad (2.17)$$

Экспоненциальное уравнение (2.16) предполагает нормальное распределение износа для любого момента времени. В этом случае верхнюю доверительную границу процесса изнашивания можно описать тем же экспоненциальным уравнением, подставив в него вместо математического ожидания исходного износа верхний доверительный предел этой случайной величины [6]

$$\bar{\delta}'_1 = \bar{\delta}_1 + t_\beta \cdot \sigma_1. \quad (2.18)$$

Тогда

$$\delta' = (\bar{\delta}'_1 + t_\beta \cdot \sigma_1 + h) \cdot 10^{\frac{t-t_1}{A}} - h, \quad (2.19)$$

где δ' – текущий верхний доверительный предел износа;
 σ_1 – среднее квадратическое отклонение износа при длительности работы t_1 ;

t_β – табличный коэффициент, зависящий от принятой доверительной вероятности β .

Нижнюю доверительную границу процесса изнашивания получим при подстановке в уравнение (2.16) нижнего доверительного предела исходного износа

$$\delta'' = (\bar{\delta}_1 + t_\beta \cdot \sigma_1 + h) \cdot 10^{\frac{t-t_1}{A}} - h, \quad (2.20)$$

где δ'' – текущий нижний доверительный предел износа.

Уравнения (2.19) и (2.20) должны ограничивать поле, в пределах которого заключено не менее β 100% всех возможных случаев износа исследуемых деталей. Подставив в уравнения (2.19) и (2.20) вместо δ' и δ'' значения верхнего и нижнего доверительного пределов в момент времени t_2 и решив их совместно, получим выражения для постоянных A и h

$$A = \frac{t_2 - t_1}{\lg \frac{\sigma_2}{\sigma_1}}, \quad (2.21)$$

$$h = \frac{\bar{\delta}_2 - \bar{\delta}_1 \frac{\sigma_2}{\sigma_1}}{\frac{\sigma_2}{\sigma_1} - 1}, \quad (2.22)$$

где $\bar{\delta}_2$ и σ_2 — средний износ и его среднее квадратическое отклонение в момент времени t_2 .

Уравнения (2.16) – (2.22) дают возможность при помощи статистического исследования износов деталей, бывших в эксплуатации на протяжении двух достаточно отличающихся друг от друга значений наработки t_1 и t_2 , найти уравнение математического ожидания и уравнения доверительных границ процесса изнашивания узла в случайных реально существующих условиях эксплуатации.

Если асимметрия условных распределений износа столь велика, что их нельзя рассматривать как нормальные, используют следующий способ определения постоянных A и h .

Каждое условное распределение износа делят медианой δ_m на две равные по объему части и каждую из них рассматривают как половину нормального распределения. Для каждой половины по обычным формулам вычисляют среднее квадратическое отклонение, а затем и значения постоянных для математического ожидания процесса по уравнениям [6]

$$A = \frac{t_2 - t_1}{\lg \frac{\sigma_{2B} + \sigma_{2H}}{\sigma_{1B} + \sigma_{1H}}}, \quad (2.23)$$

$$h = \frac{\bar{\delta}_{2M} - \bar{\delta}_{1M} \frac{\sigma_{2B} + \sigma_{2H}}{\sigma_{1B} + \sigma_{1H}}}{\frac{\sigma_{2B} + \sigma_{2H}}{\sigma_{1B} + \sigma_{1H}} - 1}. \quad (2.24)$$

где $\bar{\delta}_{1M}$ и $\bar{\delta}_{2M}$ — медианы условных распределений износа;

σ_{1B} и σ_{2B} — средние квадратические отклонения, вычисленные для верхних половин распределений;

σ_{1H} и σ_{2H} — средние квадратические отклонения, вычисленные для нижних половин распределений.

Для верхней доверительной границы постоянные вычисляются по уравнениям [6]

$$A = \frac{t_2 - t_1}{\lg \frac{\sigma_{2B}}{\sigma_{1B}}}, \quad (2.25)$$

$$h = \frac{\bar{\delta}_{2M} - \bar{\delta}_{1M} \frac{\sigma_{2B}}{\sigma_{1B}}}{\frac{\sigma_{2B}}{\sigma_{1B}} - 1}. \quad (2.26)$$

Для нижней доверительной границы постоянные вычисляются по уравнениям [6]

$$A = \frac{t_2 - t_1}{\lg \frac{\sigma_{2H}}{\sigma_{1H}}}, \quad (2.27)$$

$$h = \frac{\bar{\delta}_{2M} - \bar{\delta}_{1M} \frac{\sigma_{2H}}{\sigma_{1H}}}{\frac{\sigma_{2H}}{\sigma_{1H}} - 1}. \quad (2.28)$$

Если имеются статистические данные об износах более чем при двух фиксированных наработках, то целесообразно определять коэффициенты A и h , используя только средние значения износов. При этом более полно будет использована имеющаяся информация об износах при других наработках и потребуется меньшая статистическая выборка износов при каждой наработке, чем для определения значений этих коэффициентов по формулам (2.21) и (2.22).

Рассмотрим предложенный нами метод построения кривых изнашивания (определения A и h), когда известны величины средних износов $\bar{\delta}_1$, $\bar{\delta}_2$ и $\bar{\delta}_3$ при трех фиксированных наработках t_1 , t_2 и t_3 .

Согласно уравнению (2.13) можно записать

$$t_2 - t_1 = A \cdot \lg \frac{\bar{\delta}_2 - h}{\bar{\delta}_1 + h}, \quad (2.29)$$

$$t_3 - t_1 = A \cdot \lg \frac{\bar{\delta}_3 + h}{\bar{\delta}_1 + h}. \quad (2.30)$$

Разделив уравнение (2.30) на (2.29), получим

$$\frac{t_3 - t_1}{t_2 - t_1} = \frac{\lg \frac{\bar{\delta}_3 + h}{\bar{\delta}_1 + h}}{\lg \frac{\bar{\delta}_2 + h}{\bar{\delta}_1 + h}}. \quad (2.31)$$

Обозначим

$$\frac{t_3 - t_1}{t_2 - t_1} = m. \quad (2.32)$$

Тогда

$$\lg \frac{\bar{\delta}_3 + h}{\bar{\delta}_1 + h} = m \lg \frac{\bar{\delta}_2 + h}{\bar{\delta}_1 + h}, \quad (2.33)$$

или

$$(\bar{\delta}_2 + h)^m = (\bar{\delta}_3 + h)(\bar{\delta}_1 + h)^{m-1}. \quad (2.34)$$

Значения коэффициента h , можно определить из уравнения (2.34).

При проведении статистических исследований изнашивания деталей и узлов в условиях эксплуатации измерения износов, как правило, проводят через равномерные промежутки времени Δt , т. е.

$$t_2 - t_1 = \Delta t; \quad t_3 - t_1 = 2\Delta t; \quad t_k - t_1 = (k-1)\Delta t$$

Тогда, положив в уравнении (2.34)

$$m = \frac{2\Delta t}{\Delta t} = 2, \quad (2.35)$$

получим

$$(\bar{\delta}_2 + h)^2 = (\bar{\delta}_3 + h)(\bar{\delta}_1 + h). \quad (2.36)$$

Решим уравнение (2.36) относительно h

$$h = \frac{\overline{\delta}_2^2 - \overline{\delta}_1 \overline{\delta}_3}{\overline{\delta}_1 + \overline{\delta}_3 - 2\overline{\delta}_2}. \quad (2.37)$$

Коэффициент долговечности A определим из условия

$$A = \frac{t_2 - t_1}{\lg \frac{\overline{\delta}_2 + h}{\overline{\delta}_1 + h}} = \frac{t_2 - t_1}{\lg \frac{\overline{\delta}_3 + h}{\overline{\delta}_1 + h}}. \quad (2.38)$$

Подставив в уравнение (2.38) значение h из уравнения (2.37) и проведя ряд преобразований, получим

$$A = \frac{t_3 - t_1}{\lg \left[\frac{\overline{\delta}_3 - \overline{\delta}_2}{\overline{\delta}_2 + \overline{\delta}_1} \right]}. \quad (2.39)$$

Поскольку $t_3 - t_1 = 2\Delta t$, окончательное выражение для коэффициента A примет вид

$$A = \frac{2\Delta t}{2 \lg \left[\frac{\overline{\delta}_3 - \overline{\delta}_2}{\overline{\delta}_2 + \overline{\delta}_1} \right]} = \frac{\Delta t}{\lg \left[\frac{\overline{\delta}_3 - \overline{\delta}_2}{\overline{\delta}_2 + \overline{\delta}_1} \right]}. \quad (2.40)$$

Таким образом, используя формулы (2.37) и (2.40), можно построить экспоненциальные кривые износа деталей то трем фиксированным наработкам. Применение этого метода целесообразно при обработке данных об износе небольшого числа однотипных деталей (менее 15).

Необходимо отметить, что вопрос выбора метода построения кривых изнашивания решается в каждом конкретном случае в зависимости от имеющейся информации о длительности работы и износах деталей сопряжений и требуемой точности описания процесса.

2.5 Модель оценки ресурса тяговых передач электропоездов

Техническое состояние тяговых передач электропоездов и их ремонта определяют по величине износа основных сопряжений и деталей. Для тяговой передачи, например, одним из таких сопряжений является шестеренчатая пара зубчатой передачи. Если принять износ всех сопряжений тяговой передачи за 100%, то на износ зубчатого редуктора приходится

70...80%, а на остальные сопряжения 20...30%. Поэтому в процессе эксплуатации очень важно знать остаточный ресурс тяговых передач. Таким образом, прогнозирование остаточного ресурса данного узла сводится к прогнозированию остаточного ресурса основных сопряжений (деталей), которые можно рассматривать как индикаторы отказа.

Применение методов прогнозирования в период эксплуатации тяговых передач решает ряд важных задач и позволяет [9]:

- обосновать рациональные сроки профилактических работ, так как определяется время предстоящего отказа объекта;
- оптимизировать программу поиска неисправностей в связи с определением деталей, в которых ожидается отказ;
- ограничить количество обслуживающего персонала путем автоматизации процесса прогнозирования и определения состояния узла на некоторый будущий определенный период времени;
- определить количество запасных частей, вычисляя число деталей, в которых ожидается отказ на заданном интервале эксплуатации.

Основным показателем, регламентирующим надежную работу тяговой передачи (кроме тягового электродвигателя) является износ ее элементов, т.е. зубчатого редуктора.

Изнашивание зубчатых пар является сложным процессом, зависящим от большого числа факторов. С увеличением длительности работы узла происходит – постепенное изменение условий изнашивания. Меняются условия смазки, динамический режим нагружения, условия теплоотвода, характер взаимодействия деталей в узле и т. д. [9].

Для математического описания случайного процесса изнашивания необходимо знать вероятностные закономерности изменения во времени его основных характеристик: среднего износа δ и скорости изнашивания ν , а также среднего квадратического отклонения σ и коэффициента вариации износа [6]

$$\nu = \frac{\sigma}{\delta}. \quad (2.41)$$

В условиях эксплуатации изнашивание узлов трения тяговых передач электропоездов развивается как случайный процесс с относительно большой дисперсией износа (коэффициент вариации находится в пределах 0,3÷0,8). Поэтому для описания такого процесса наиболее приемлемой является вероятностная математическая модель. Обосновать такую модель позволяет анализ статистических закономерностей накопления износа.

Исходя из этого были проведены исследования по прогнозированию ресурса тяговых передач, базой которых являлась разработанная комплексная модель оценки ресурса на различных стадиях ее жизненного цикла. При этом определялось изменение величины износа δ , скорости V и ускорения W в функции времени работы t в периоды приработки (I), нормальной эксплуатации (II), интенсивного износа (III) и продления срока службы (IV), геометрическая интерпретация которой приведена на рисунку 2.5. Прогнозирование по данной модели и определение ресурса тяговой передачи электропоездов реализовывалось на основании внедрения в существующую смазку специального ремонтно-восстановительного состава (РВС-технологий).

Формализацию оценки износа в периоде I предложено проводить, исходя из зависимости

$$\delta_{np} = k \left(\frac{\sigma_H}{HB} \right)^{\alpha_1} \left(\frac{\chi}{h_m} \right)^{\alpha_2} \left(\frac{RT}{Q} \right)^{\alpha_3} \left(\frac{v_{100}}{v_T} \right)^{\alpha_4}, \quad (2.42)$$

где k – коэффициент, учитывающий физико-химические свойства контактирующих поверхностей зубчатых колес;

σ_H – допускаемое контактное напряжение;

HB – площадь контактируемых поверхностей;

χ – приведенный параметр шероховатости контактируемых поверхностей;

h_m – толщина масляного слоя;

R – универсальная газовая постоянная;

T – температура в контактируемой поверхности;

Q – теплота абсорбции смазочного материала;

v_{100} , v_T – соответственно кинематическая вязкость масла при 100°C и рабочей температуре.

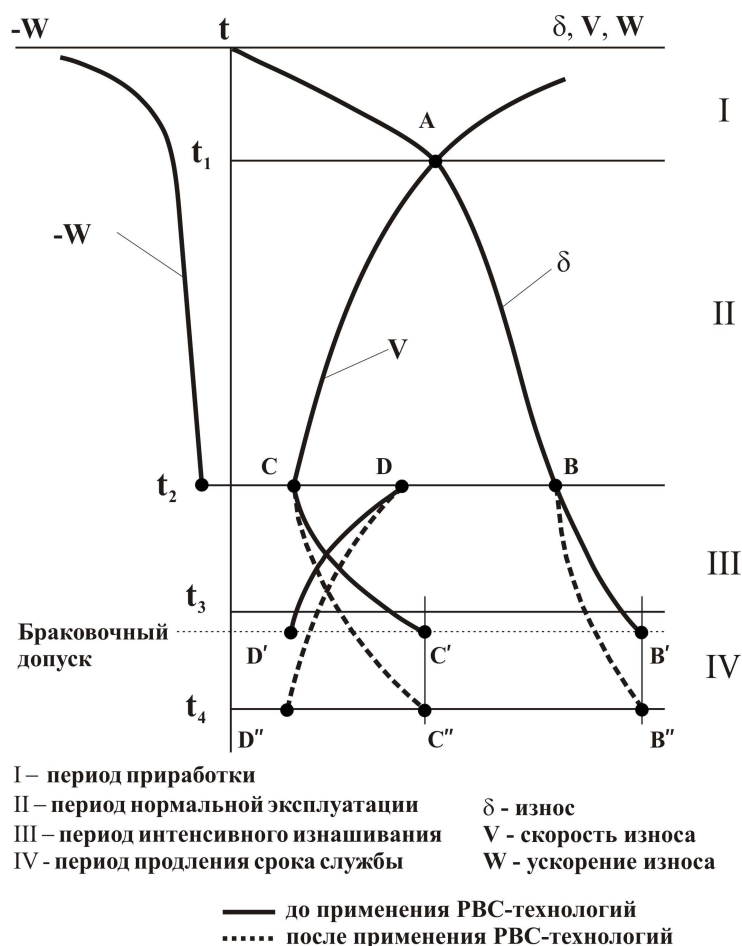


Рисунок 2.5 – Геометрическая интерпретация жизненного цикла тяговых передач электропоездов

Для формализации периода (II) предложено (если условия работы довольно стабильные и скорость износа можно считать постоянной) срок службы нормальной эксплуатации определять как

$$t_{\max} = \frac{\delta_{\max}}{\bar{V}}, \quad (2.43)$$

где δ_{\max} – допускаемая величина износа;

\bar{V} – средняя скорость изнашивания.

Эту зависимость можно применить, если износ достигает значения δ_{\max} [6].

Если принять продолжительность межремонтного периода t_p , то за это время износ увеличится на величину $(\bar{V} \cdot t_p)$ и тяговую передачу необходимо заменить, если ее износ будет лежать в пределах

$$\delta_{\max} > \delta > (\delta_{\max} - \bar{V} \cdot t_p). \quad (2.44)$$

Значение допустимого износа, начиная с которого при текущих ремонтах тяговую передачу необходимо ремонтировать, определится как

$$\delta_{don} = \delta_{max} - \bar{V} \cdot t_p . \quad (2.45)$$

Если данный текущий ремонт есть N -м с момента последнего ремонта, то формула для подсчета допустимого износа будет иметь вид

$$\delta_{don} = \frac{N}{N+1} . \quad (2.46)$$

Срок службы t_δ тяговой передачи для периода нормальной эксплуатации предлагается определять следующим образом

$$t_\delta = \frac{\delta_{don}}{\bar{V}} = \frac{\delta_{max}}{\bar{V}} \cdot \frac{N}{N+1} . \quad (2.47)$$

На основании обработки статистического материала получены аналитические зависимости верхнего $V_{в.д.}$ и нижнего $V_{н.д.}$ интервалов износа для периода II

$$V_{в.д.} = e^{0,0036t-2,16} , \quad (2.48)$$

$$V_{н.д.} = 0,0475 - 1,56t . \quad (2.49)$$

Для периода (III) интенсивного изнашивания принята аналитическая зависимость

$$\bar{\delta} = (\bar{\delta}_1 + h) \cdot 10^{\frac{t-t_1}{A}} - h , \quad (2.50)$$

где A – коэффициент (измеряемый в единицах наработки), который определяет форму кривой износа;

h – коэффициент, который определяет положение кривой относительно начала координат.

Положено, что на износ шестерен тяговой передачи значительное влияние оказывают факторы, связанные с расходом электроэнергии и затратами на текущее содержание и ремонт. С учетом нижнего $t_{н\delta}$ и верхнего $t_{в\delta}$ значения развития износа по времени, а также применения РВС-технологии была предложена прогнозирующая зависимость

$$\delta_n = \left[A \ln \left(\frac{t_{\delta\delta\delta}}{h + t_{в\delta} + t_{н\delta} \tau} \right) \right] k_p , \quad (2.51)$$

где $t_{\delta\delta\delta}$ – прогнозируемое увеличение срока службы;

k_p – коэффициент износной равнопрочности;

τ – поправочный коэффициент.

На основании этого для IV периода получены аналитические зависимости верхнего $\delta_{\text{вд}}$ и нижнего $\delta_{\text{нд}}$ интервалов износа

$$\bar{\delta}_{\text{вд}} = 0,173 e^{\frac{L-300}{803,5}} - 0,05; \quad (2.52)$$

$$\bar{\delta} = 0,13 e^{\frac{L-300}{803,5}} - 0,05; \quad (2.53)$$

$$\bar{\delta}_{\text{нд}} = 0,087 e^{\frac{L-300}{803,5}} - 0,05. \quad (2.54)$$

По данным уравнениям построены графические зависимости (рис.2.6), которые позволяют прогнозировать износ тяговых зубчатых передач.

2.6 Выводы

1. Рассмотрены вопросы равнопрочности деталей и условия их проявления, раскрыта сущность равнопрочности тяговых передач электропоездов по распределению ресурса их основных деталей. Выполнен анализ равнопрочности тяговых передач и определены наиболее ненадежные детали, которые лимитируют их ресурс по износу. С учетом предлагаемых прогрессивных технологий восстановления предложено оценку работоспособности однотипных деталей тяговых передач проводить по специальному коэффициенту износной равнопрочности, который учитывает начальную и конечную величину износа в эксплуатации.

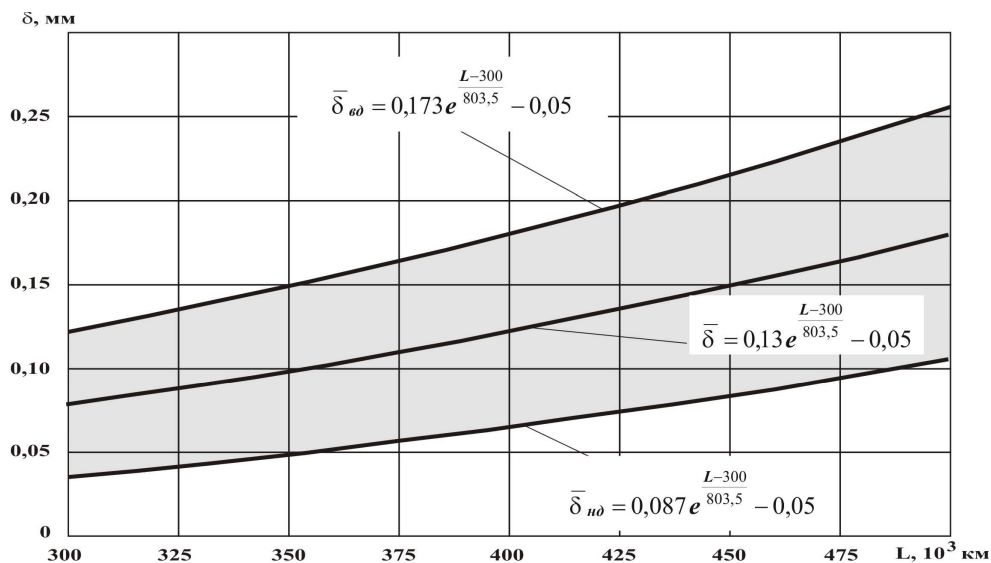


Рисунок 2.6 – Прогнозирующие зависимости износа зубьев шестерен тяговых передач от пробега

2. Раскрыты виды износов, которые проявляются в парах трения тяговых передач. Выполнена оценка их количественных и качественных характеристик с выделением основных стадий их определения.

3. Определены и выделены основные факторы, которые влияют на динамику износа деталей тяговых передач в эксплуатации. Раскрыта взаимосвязь между изменением скорости изнашивания и условиями работы трущихся пар и установлено, что в условиях эксплуатации изнашивание развивается как случайный процесс, описание которого можно выполнять на основе вероятностной математической модели.

4. Исследована закономерность изнашивания тяговых зубчатых передач, износ которых является случайным и зависит от динамического режима нагружения, условий теплоотвода, характер взаимодействия деталей в узле и т. д.

5. Формализована модель износа тяговой передачи, в которой выделены периоды приработки, нормальной эксплуатации, интенсивного износа и продления срока службы. Для каждого периода предложены соответствующие аналитические зависимости ее износа от величины срока эксплуатации.

6. Рассчитаны зависимости износа зубьев шестерен силового редуктора тяговой передачи от пробега, позволяющие прогнозировать их ресурс в эксплуатации.

РАЗДЕЛ 3

ОЦЕНКА РЕСУРСА ТЯГОВЫХ ПЕРЕДАЧ РЕЛЬСОВОГО ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА

3.1 Нарушение продольного контакта зубьев зубчатых передач электропоездов

Тяговые зубчатые передачи магистральных электропоездов и электропоездов метрополитена работают с очень большими нагрузками на зубья по сравнению почти со всеми другими типами промышленных зубчатых передач.

Одним из главных условий, обеспечивающих долговечность зубчатой передачи, является максимальная полнота продольного контакта зубьев в нагруженном состоянии. Уменьшение продольного контакта, или, иначе говоря, рабочей длины зубьев, приводит к значительному увеличению удельных нагрузок на зуб, преждевременному его износу и развитию прогрессивно растущих трещин усталости [17].

Расчеты, приведенные для основных типов тяговых двигателей, показывают, что не параллельность зубьев меняется в зависимости от реализуемой силы тяги и направления движения (двигателем или колесной парой вперед). При этом контактные напряжения в зубьях со стороны, обращенной к электродвигателю, возрастают на 30÷40%, а изгибающие напряжения в корне зуба – в 1,5÷2 раза.

Измерение износа зубьев в эксплуатации и развитие усталостных трещин, как правило, со стороны тягового двигателя подтверждают выявленную расчетами неравномерность распределения нагрузки по длине зуба.

В эксплуатации наблюдаются перекосы зубчатых колес и малых шестерен, которые вызываются следующими факторами:

- постоянно действующими нагрузками (рис. 3.1), приводящими к изгибу валов шестерен и зубчатых колес (вес тела якоря $P_{як}$, нагрузка на шейку оси локомотива P_0 ;
- переменными действующими нагрузками, которые являются следствием изменения тягового усилия локомотива;
- динамическими нагрузками, возникающими при взаимодействии локомотива с рельсами в результате неточности изготовления зубчатых колес передачи;
- неточностью сборки электродвигателя совместно с колесной парой;

- зазорами в моторно-осевых и якорных подшипниках тягового электродвигателя.

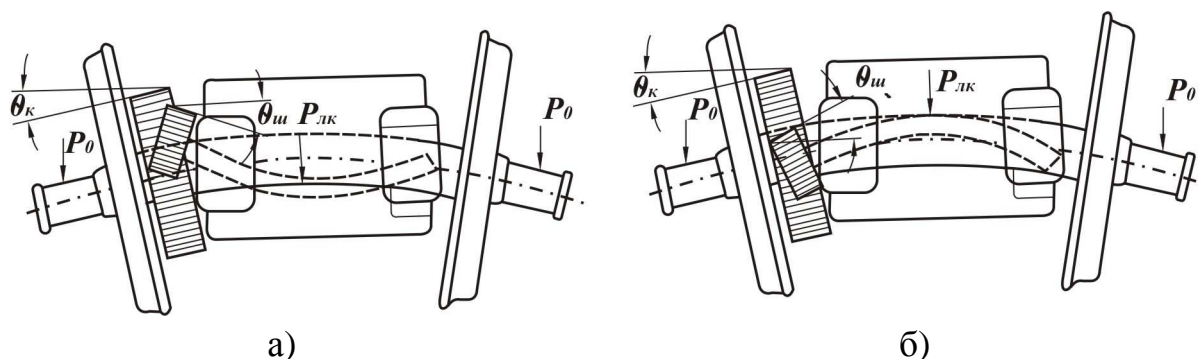


Рисунок 3.1 – Расчетные схемы взаимного положения шестерни и зубчатого колеса тяговой передачи в режиме тяги
а – движение двигателем вперед; б – движение двигателем назад

Для выяснения величины перекоса шестерни и зубчатого колеса тяговой передачи электропоездов в данной работе рассчитаны величины углов наклона зубьев шестерни и зубчатого колеса в отдельности, а также суммарный угол не параллельности зубьев.

За угол наклона шестерни $\theta_{ш}$ и зубчатого колеса θ_{κ} принимается наклон образующей зуба к линии, проходящей через вершины головок рельсов (см. рис. 3.1).

Приближенно колесную пару можно представить электропоезда в виде балки на двух опорах, нагруженной рядом сил (рис. 3.2).

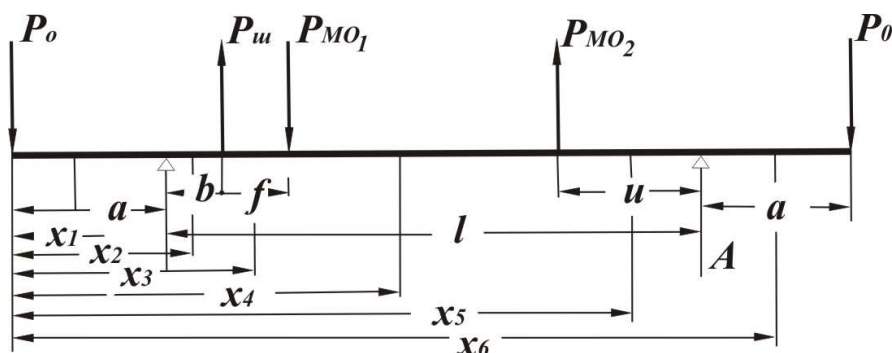


Рисунок 3.2 – Расчетная схема нагружения оси колесной пары электропоезда

На рисунке 3.2 приняты следующие обозначения:

a – расстояние от середины буксовой шейки оси до круга катания колеса, мм;

b – расстояние от круга катания колеса до середины зубчатого колеса, мм;

f – расстояние от середины зубчатого колеса до середины ближайшей к нему моторно-осевой шейки, мм;

l – расстояние между кругами катания бандажей колесной пары, мм;

P_0 – половина нагрузки на ось локомотива, кг;

$P_{ш}$ – окружное усилие на зубчатом колесе, кг;

$P_{мо}$ – давление на ось со стороны моторно-осевого подшипника тягового электродвигателя, кг;

A и B – реакции рельсов, кг;

u – расстояние от круга катания правого колеса до ближайшего к нему моторно-осевого подшипника, мм;

$P_{мо1}$ – давление на левую моторно-осевую шейку со стороны остова тягового электродвигателя, кг;

$P_{мо2}$ – давление на правую моторно-осевую шейку остова тягового электродвигателя, кг.

Для определения угла поворота зубчатого колеса составляем дифференциальные уравнения оси балки, а затем, проинтегрировав эти уравнения получим величину угла поворота в любой точке на оси балки.

Для составления дифференциальных уравнений определим опорные реакции в рельсах A и B

$$A = P_0 - P_{ш} \frac{b}{l} + P_{мо1} \frac{b+f}{l} - P_{мо2} \frac{l-u}{l}; \quad (3.1)$$

$$B = P_0 - P_{мо2} \frac{u}{l} + P_{мо1} \frac{l-b-f}{l} - P_{ш} \frac{l-b}{l}. \quad (3.2)$$

Составим дифференциальные уравнения изогнутой оси балки на различных участках

$$M = f(x), \quad (3.3)$$

$$EI \frac{d^2 y_1}{dx_1^2} = P_0 x_1, \quad (3.4)$$

$$EI \frac{d^2 y_2}{dx_2^2} = P_0 x_2 - B(x_2 - a), \quad (3.5)$$

$$EI \frac{d^2 y_3}{dx_3^2} = P_0 x_3 - B(x_3 - a) - P_{ш}(x_3 - a - b), \quad (3.6)$$

$$EI \frac{d^2 y_4}{dx_4^2} = P_o x_4 - B(x_4 - a) - P_{\text{ш}}(x_4 - a - b) + P_{\text{мо}}(x_4 - a - b - f), \quad (3.7)$$

$$EI \frac{d^2 y_5}{dx_5^2} = P_o x_5 - B(x_5 - a) - P_{\text{ш}}(x_5 - a - b) + P_{\text{мо}}(x_5 - a - b - f) + P_{\text{мо}}(x_5 - a - l + b + f), \quad (3.8)$$

$$EI \frac{d^2 y_6}{dx_6^2} = P_o x_6 - B(x_6 - a) - P_{\text{ш}}(x_6 - a - b) + P_{\text{мо}}(x_6 - a - b - f) + P_{\text{мо}}(x_6 - a - l + b + f) - P_{\text{ш}}(x_6 - a - l + b), \quad (3.9)$$

где E – модуль упругости, кг/мм²;

I – момент инерции сечения балки, мм⁴.

Проинтегрировав эти выражения, получаем уравнения для определения углов поворотов в различных точках оси балки

$$\Theta = f(x); \quad (3.10)$$

$$EI \frac{dy_1}{dx_1} = P_o \frac{x_1^2}{2} + C_1; \quad (3.11)$$

$$EI \frac{dy_2}{dx_2} = P_o \frac{x_2^2}{2} - B \frac{(x_2 - a)^2}{2} + C_2; \quad (3.12)$$

$$EI \frac{dy_3}{dx_3} = P_o \frac{x_3^2}{2} - B \frac{(x_3 - a)^2}{2} - P_{\text{ш}} \frac{(x_3 - a - b)^2}{2} + C_3; \quad (3.13)$$

$$EI \frac{dy_4}{dx_4} = P_o \frac{x_4^2}{2} - B \frac{(x_4 - a)^2}{2} - P_{\text{ш}} \frac{(x_4 - a - b)^2}{2} + P_{\text{мо}} \frac{(x_4 - a - b - f)^2}{2} + C_4; \quad (3.14)$$

$$EI \frac{dy_5}{dx_5} = P_o \frac{x_5^2}{2} - B \frac{(x_5 - a)^2}{2} - P_{\text{ш}} \frac{(x_5 - a - b)^2}{2} + P_{\text{мо}} \frac{(x_5 - a - b - f)^2}{2} + P_{\text{мо}} \frac{(x_5 - a - l + b + f)^2}{2} + C_5; \quad (3.15)$$

$$EI \frac{dy_6}{dx_6} = P_o \frac{x_6^2}{2} - B \frac{(x_6 - a)^2}{2} - P_{\text{ш}} \frac{(x_6 - a - b)^2}{2} + P_{\text{мо}} \frac{(x_6 - a - b - f)^2}{2} + P_{\text{мо}} \frac{(x_6 - a - l + b + f)^2}{2} - A \frac{(x_6 - a - l)^2}{2} + C_6 \quad (3.16)$$

где $C_1 \div C_6$ – постоянные интегрирования.

Для определения постоянных интегрирования $C_1 \div C_6$ вторично проинтегрируем полученные выражения и получим следующие уравнения для определения прогибов в различных точках, расположенных на оси балки

$$y = f(x); \quad (3.17)$$

$$EIy_1 = P_o \frac{x_1^3}{6} + C_1 x_1 + D_1; \quad (3.18)$$

$$EIy_2 = P_o \frac{x_2^3}{6} - B \frac{(x_2 - a)^3}{6} + C_2 x_2 + D_2; \quad (3.19)$$

$$EIy_3 = P_o \frac{x_3^3}{6} - B \frac{(x_3 - a)^3}{6} - P_{\text{ш}} \frac{(x_3 - a - b)^3}{6} + C_3 x_3 + D_3; \quad (3.20)$$

$$EIy_4 = P_o \frac{x_4^3}{6} - B \frac{(x_4 - a)^3}{6} - P_{\text{ш}} \frac{(x_4 - a - b)^3}{6} + \\ + P_{\text{мо}} \frac{(x_4 - a - b - f)^3}{6} + C_4 x_4 + D_4; \quad (3.21)$$

$$EIy_5 = P_o \frac{x_5^3}{6} - B \frac{(x_5 - a)^3}{6} - P_{\text{ш}} \frac{(x_5 - a - b)^3}{6} + \\ + P_{\text{мо}} \frac{(x_5 - a - b - f)^3}{6} + P_{\text{мо}} \frac{(x_5 - a - l + b + f)^3}{6} + C_5 x_5 + D_5 \quad (3.22)$$

$$EIy_6 = P_o \frac{x_6^3}{6} - B \frac{(x_6 - a)^3}{6} - P_{\text{ш}} \frac{(x_6 - a - b)^3}{6} + \\ + P_{\text{мо}} \frac{(x_6 - a - b - f)^3}{6} + P_{\text{мо}} \frac{(x_6 - a - l + b + f)^3}{6} - \\ - A \frac{(x_6 - a - l)^3}{6} + C_6 x_6 + D_6 \quad (3.23)$$

где $D_1 \div D_6$ – постоянные вторичного интегрирования.

Постоянные интегрирования $C_1 \div C_6$ определяем, используя следующие граничные условия

$$x_1 = x_2 = a; \quad y_1 = 0; \quad y_2 = 0; \quad \frac{dy_1}{dx_1} = \frac{dy_2}{dx_2}; \quad (3.24)$$

$$x_2 = x_3 = a + b; \quad y_2 = y_3; \quad \frac{dy_2}{dx_2} = \frac{dy_3}{dx_3}; \quad (3.25)$$

$$x_3 = x_4 = a + b + f; \quad y_3 = y_4; \quad \frac{dy_3}{dx_3} = \frac{dy_4}{dx_4}; \quad (3.26)$$

$$x_4 = x_5 = a + l - b - f; \quad y_4 = y_5; \quad \frac{dy_4}{dx_4} = \frac{dy_5}{dx_5}; \quad (3.27)$$

$$x_5 = x_6 = a + l - b; \quad y_5 = y_6; \quad \frac{dy_5}{dx_5} = \frac{dy_6}{dx_6}; \quad (3.28)$$

С учетом граничных условий составляем систему уравнений, которая содержит в себе в качестве неизвестных постоянные интегрирования $C_1 \div C_6$, которые можно определить. Они имеют следующие значения

$$C_1 = C_2 = C_3 = C_4 = C_5 = C_6 = C ; \quad (3.29)$$

$$C = P_o \frac{a^3 + l^3 - (a + l)^3}{6l} + P_{ш} \frac{(l - b)^3 + b^3 - l^3}{6l} + P_{мо} \frac{l^3 - (b + f)^3 - (l - b - f)^3}{6l} . \quad (3.30)$$

Тогда угол поворота сечения балки в месте посадки зубчатого колеса $x_2 = a + b$ будет иметь следующий вид

$$\Theta_{\kappa} = P_0 \lambda_1 - P_{ш} \lambda_2 + P_{мо1} \lambda_3 - P_{мо2} \lambda_4, \quad (3.31)$$

где

$$\lambda_1 = \frac{(a + b)^2 3l + a^3 + l^3 - (a + l)^3 - 3b^2 l}{6lEI}; \quad (3.32)$$

$$\lambda_2 = \frac{(l - b)^3 - (l - b)l^2 + (l - b)3b^2}{6lEI}; \quad (3.33)$$

$$\lambda_3 = \frac{(l - b - f)l^2 - (l - b - f)^3 - (l - b - f)3b^2}{6lEI}; \quad (3.34)$$

$$\lambda_4 = \frac{l^2 u - u^3 - 3ub^2}{6lEI}. \quad (3.35)$$

Основные размеры необходимые для вычисления коэффициентов, величины коэффициентов и рассчитанный угол поворота приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1

Основные размеры	Единица измерения	Электропоезда ЭР-2	Электропоезда метрополитена
1	2	3	4
a	мм	263	260
b	мм	246	315
f	мм	215	250
l	мм	1580	1580
u	мм	216	322

Продолжение таблицы 3.1

1	2	3	4
$D_{ш}$ – диаметр моторно-осевой шейки	мм	210	180
λ_1	-	$+3,96 \cdot 10^{-8}$	$+10,8 \cdot 10^{-8}$
λ_2	-	$+3,79 \cdot 10^{-8}$	$+7,03 \cdot 10^{-8}$
λ_3	-	$-4,85 \cdot 10^{-8}$	$-11,02 \cdot 10^{-8}$
λ_4	-	$-2,2 \cdot 10^{-8}$	$-6,29 \cdot 10^{-8}$
Θ_k	рад.	$5,43 \cdot 10^{-4}$	$4,98 \cdot 10^{-4}$

Аналогичные расчеты выполнены для определения угла наклона шестерни в зависимости от зазоров в якорных подшипниках, а также при не параллельности зубьев шестерни и зубчатого колеса.

Проведенным расчетом установлено, что на перекося зубчатого колеса тяговой передачи большое влияние оказывает величина зазора между зубьями шестерен и зазора в якорных подшипниках. При определенных значениях силы тяги происходит резкое изменение величины взаимного перекося зубьев шестерни и зубчатого колеса. С возрастанием силы тяги электропоезда при его движении двигателем вперед происходит увеличение углов перекося зубчатого колеса и шестерни, а при движении локомотива колесной парой вперед происходит сначала уменьшение углов перекося, а затем с какого-то определенного момента – возрастание углов перекося, но уже с противоположным знаком.

3.2 Определение прочности тяговой передачи

При конструировании любых зубчатых передач выполняют проверочный и проектировочный расчеты. Для тяговых передач последний расчет не имеет смысла, так как основные размеры редуктора определяют по условию вписывания его в габарит подвижного состава. Единственные параметры, которые уточняют проверочным расчетом, – это модуль упругости m и рабочая ширина зубчатых колес b_{ω} . При этом из технологических соображений чаще всего приходится принимать $m=10$ мм, что наиболее распространено на тяговом подвижном составе.

Второй особенностью проектирования тяговых передач локомотивов является то, что величины m и b_{ω} определяются преимущественно из расчетов, выполняемых с целью предотвращения усталостного излома зубьев, а не контактных повреждений. При изготовлении зубчатых колес

применяют высококачественные легированные стали и закалку рабочих поверхностей токами высокой частоты (ТВЧ), что значительно повышает контактную выносливость зубьев по сравнению с выносливостью их при изгибе. Кроме того, в условиях длительной работы при умеренных нагрузках, а также в условиях частых пусков и остановок, характерных для тягового подвижного состава, снижается доля усталостных разрушений контактирующих поверхностей в общем балансе повреждений и растет влияние молекулярно-механического изнашивания зубьев [6].

С увеличением времени работы тяговой зубчатой передачи в эксплуатации вследствие ее износа существенно изменяется геометрия зацепления: ножки зубьев ведомого зубчатого колеса вблизи от полюса зацепления вместо, выпуклых становятся вогнутыми. В то же время, несмотря на значительное увеличение динамических нагрузок в тяговом редукторе с ростом износа зубьев, искажение их профилей не приводит к снижению контактной выносливости по сравнению с имеющейся при исходном профиле. Напротив, если в начальный период работы новой передачи изредка происходит выкрашивание наиболее нагруженных участков зубьев, то в дальнейшем с ростом износа оно полностью прекращается. Следовательно, расчет на контактную выносливость можно выполнять для исходной геометрии зубьев, не учитывая дополнительные динамические нагрузки, вызываемые искажением их эвольвенты [5].

В случае износа зубьев до 7% их толщины на высоте постоянной хорды напряженное состояние зуба почти такое же, как у неизношенного. Однако при увеличении износа зубьев до 15% максимальные суммарные напряжения в растянутой зоне увеличиваются примерно на 8%, что следует учитывать, рассчитывая зубчатые передачи на прочность.

3.3 Расчетные эквивалентные нагрузки тяговых передач локомотивов

При определении исходных расчетных нагрузок необходимо исходить из внешней тяговой характеристики локомотива, устанавливающей зависимость силы тяги на автосцепке от скорости движения $F_K(v)$. Тяговая характеристика моторного вагона электропоезда ЭР2 и моторного вагона модели 81-717 электропоезда метрополитена (кривая *abc*, рис. 3.3, 3.4) имеет два характерных участка: *ab* – ограничение силы тяги по сцеплению и *bc* – ограничения силы тяги по мощности электродвигателей.

В эксплуатации лишь в редких случаях электропоезда работают по расчетным тяговым характеристикам. Как при трогании поезда с места и разгоне его, так и при высоких скоростях движения реально развиваемая

сила тяги $F_i(V)$ и меньше $F_K(V)$. Статистические данные о продолжительности работы магистральных электропоездов и электропоездов метрополитена на различных режимах позволяют привести случайные нагрузки к постоянным, эквивалентным по воздействию на тяговые передачи (по накоплению в них усталостных повреждений).

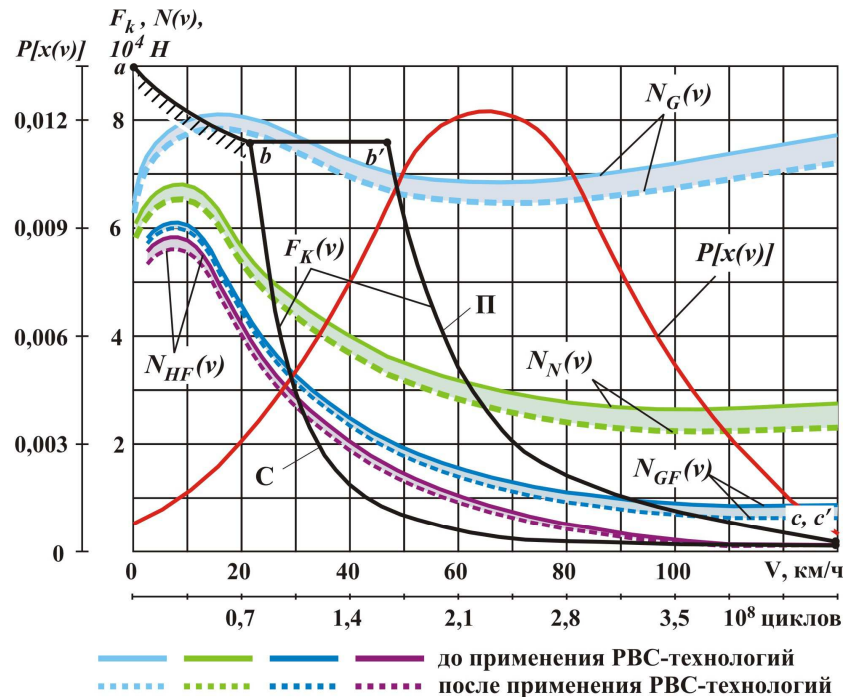


Рисунок 3.3 – Циклограмма нагрузок тяговых зубчатых передач электропоезда ЭР-2

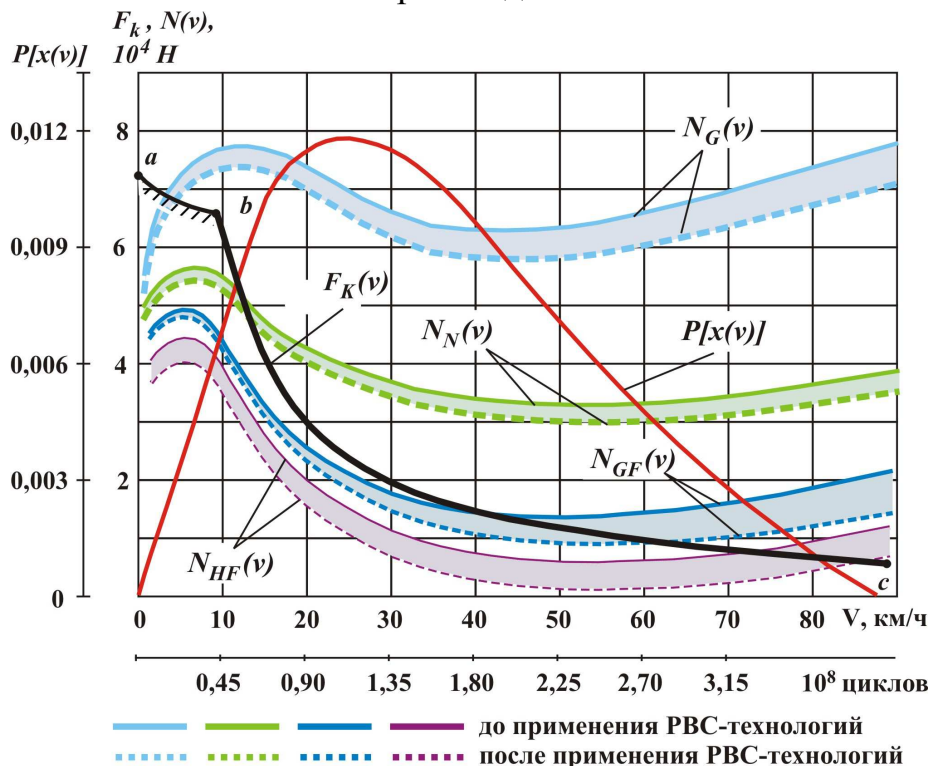


Рисунок 3.4 – Циклограмма нагрузок тяговых зубчатых передач электропоезда метрополитена (вагоны 81-717)

Накопление усталостных повреждений при изгибе зубьев пропорционально нагрузке в степени α_G , а контактных повреждений активных поверхностей зубьев в степени $\alpha_H/2$ (контактные напряжения в зубьях в отличие от изгибных пропорциональны корню квадратному из значения нагрузки), где α_G и α_H – показатели степени кривых усталостной долговечности для новых и изношенных зубьев, равные для закаленных зубьев соответственно 9 и 6. С учетом этого эквивалентные нагрузки, вызывающие соответственно изгибные и контактные повреждения, в заданных узких диапазонах скоростей движения (в окрестностях скоростей 10, 20, 30, 40, 60, 80 и 100 км/ч) примут вид:

$$N_G(V_j) = \left\{ \left(\frac{1}{T_p} \right) \sum_{i=1}^n [N_i(V_j)]^{\alpha_G} t_i \right\}^{\frac{1}{\alpha_G}}, \quad (3.36)$$

$$N_H(V_j) = \left\{ \left(\frac{1}{T_p} \right) \sum_{i=1}^n [N_i(V_j)]^{\frac{\alpha_H}{2}} t_i \right\}^{\frac{2}{\alpha_H}}, \quad (3.37)$$

где $N_i(V_j)$ – сила тяги локомотива на автосцепке в i -м режиме работы при скорости движения V_j ;

t_i – продолжительность i – го режима работы;

T_p – суммарное время наблюдения за работой локомотива в заданном диапазоне скорости движения V_j ;

n – суммарное число режимов работы за время T_p .

По найденным для различных скоростей V_j значениям $N_G(V_j)$, и $N_H(V_j)$, построены кривые $N_G(V)$ и $N_H(V)$ для всего диапазона V .

Эквивалентные рабочие нагрузки $N_G(V)$, приведенные на рисунке 3.3 и 3.4, рассчитаны по статистическим данным работы электропоездов на железных дорогах Украины, а также на Харьковском метрополитене.

Помимо рабочей нагрузки, в тяговых редукторах электропоездов действуют дополнительные динамические нагрузки, вызываемые внешними и внутренними причинами. Наибольшими из них являются нагрузки, возникающие при боксовании локомотивов. Как показали экспериментальные исследования [9], при боксовании максимальные нагрузки в тяговых редукторах превышают предельную силу тяги по сцеплению при $V=0$ (оцениваемую обычно коэффициентом динамики k_d) соответственно в 2 и 2,4 раза.

Процессы боксования кратковременны. При этом число циклов нагружения зубьев пиковыми нагрузками за весь срок их службы меньше суммарного числа циклов почти на четыре порядка, вследствие чего они вносят пренебрежимо малую долю в накопление изгибных и контактных усталостных повреждений и их не учитывают при расчете зубьев на выносливость. Однако, чтобы убедиться, что при боксовании не возникает остаточная деформация контактных поверхностей или хрупкое разрушение зубьев после выполнения основного расчета зубчатых колес на усталостную прочность, необходимо проверить зубья на изгибную и контактную прочность при действии максимальной нагрузки в случае боксования колесных пар.

Динамические нагрузки в тяговых редукторах, вызванные проходом неровностей пути, имеют случайный характер. Абсолютные максимумы их увеличиваются с ростом скорости движения. Однако число циклов P_i пиковых нагрузок, отнесенное к единице времени, мало, вследствие чего эквивалентное значение этих нагрузок значительно ниже абсолютных максимумов. Применительно к электропоездам с жесткой зубчатой передачей были рассчитаны эквивалентные нагрузки для изгибной и контактной усталостной прочности от суммарного действия рабочей и динамической внешней нагрузок (от действия неровности пути) соответственно по формулам:

$$N_{GF}(V_j) = \left\{ \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{T_p} \right) \left[\left(\frac{1}{T_p} \right) \int_0^T |N_i(V_j) + N_d(V_j, t)|^{\alpha_F} dt \right] t_i \right\}^{\frac{1}{\alpha_G}}, \quad (3.38)$$

$$N_{HF}(V_j) = \left\{ \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{T_p} \right) \left[\left(\frac{1}{T_p} \right) \int_0^T |N_i(V_j) + N_d(V_j, t)|^{\frac{\alpha_H}{2}} dt \right] t_i \right\}^{\frac{2}{\alpha_H}}, \quad (3.39)$$

где $N_d(V_j, t)$ – приведенные к автосцепке внешние динамические нагрузки, полученные из осциллограмм, записанных при динамических испытаниях электропоездов;

T – интервал записей.

Разность между кривыми $N_{GF}(V_j)$ и $N_{HF}(V_j)$, (рис. 3.3) представляет собой эквивалентное значение внешних динамических нагрузок для выносливости зубьев при изгибе.

Внутренние динамические нагрузки в новых (неизношенных) тяговых передачах, вызванные погрешностями изготовления зубчатых колес, можно учесть с помощью коэффициента внутренней динамики k_{HV} , значения которого были определены по методике, приведенной в [9]. Вычисления

показали, что для новых жестких тяговых передач, зубчатые колеса которых соответствуют 8-й степени точности, расчетные формулы применительно к электропоездам серии ЭР-2 и электропоездам метрополитена соответственно приводятся к простым зависимостям

$$k_{nvЭР-2} = 1 + 0,028 V, \quad (3.40)$$

$$k_{nvМ} = 1 + 0,019 V. \quad (3.41)$$

Как видно из этих зависимостей, внутренние динамические нагрузки в новых редукторах сравнительно невелики даже при $V = 100 \text{ км/ч}$.

Наблюдения за работой тяговых редукторов электропоездов в эксплуатации показали, что с ростом износа зубчатых колес происходит постепенно увеличивающееся искажение эвольвентного профиля зубьев. Так, на электропоездах серии ЭР-2 после пробега 600 тыс.км искажение эвольвенты рабочего профиля зубьев ведомых зубчатых колес составляет в среднем 0,3мм. Максимальное искажение достигает 0,5мм при пробеге 1,0÷1,2 млн. км, после чего в случае дальнейшего увеличения пробега геометрия изношенного профиля зуба изменяется незначительно. На электропоездах метрополитена интенсивность роста искажения эвольвенты зубьев примерно в 1,5 раза ниже, чем на электропоездах ЭР-2, что объясняется значительно большим коэффициентом перекрытия тяговой передачи.

Искажение профиля зубьев приводит к непостоянству передаточного отношения редуктора и возникновению в нем под действием кинематического возбуждения больших динамических нагрузок зубцовой частоты. Экспериментальные измерения, выполненные при динамических испытаниях электропоездов, имеющими пробег до 1,2 млн. км, показали, что амплитуды динамических нагрузок $N_N(V)$ стационарны. Они почти линейно зависят от искажения эвольвенты и при самых неблагоприятных условиях достигают максимального значения при $F_{K \max}$. С ростом скорости движения наблюдается вначале быстрое, а затем более плавное их увеличение. Эквивалентная нагрузка изношенной передачи при расчете на выносливость при изгибе зубьев $N_N(V)$ равна сумме $N_{GF}(V)$ и $N_{HF}(V)$ благодаря стационарности последней. Кривая $N_N(V)$ на рисунке 3.3 и 3.4 соответствует жесткой тяговой передаче электропоездов, имеющих пробег 0,9÷1,2 млн. км.

3.4 Построение циклограммы нагружения тяговых передач

В соответствии с Правилами капитального ремонта тягового подвижного состава ресурс колес и шестерен тяговых передач локомотивов должен быть не менее 1,8 млн. км пробега при вероятности безотказной работы 0,95.

Следовательно, за время эксплуатации зубья шестерни и ведомого зубчатого колеса будут испытывать следующее суммарное число циклов:

$$S_{\Sigma 1} = \frac{1.8 \cdot 1012 n_{\text{пер}}}{\pi D_k}, \quad (3.42)$$

$$S_{\Sigma 2} = \frac{R_{\Sigma 1}}{n_{\text{пер}}}, \quad (3.43)$$

где D_k – диаметр среднеизношенного колеса колесной пары;

$n_{\text{пер}}$ – передаточное отношение тяговой передачи.

Расчеты показали, что для электропоездов метрополитена $S_{\Sigma 1} = 24,1 \cdot 10^8$ и $S_{\Sigma 2} = 5,47 \cdot 10^8$ циклов, а для электропоездов серии ЭР-2 $S_{\Sigma 1} = 20 \cdot 10^8$ и $S_{\Sigma 2} = 4,8 \cdot 10^8$ циклов. Эти значения намного больше базовых. В расчете зубьев на выносливость при изгибе принято базовое число циклов $S_{FO} = 4,0 \cdot 10^6$, а в расчете их закаленных рабочих поверхностей на контактную выносливость – $S_{HO} = 1,2 \cdot 10^8$ циклов. Это значит, что при определении расчетных нагрузок нужно учитывать лишь часть эквивалентных, имеющих наибольшее значение.

Для того чтобы кривые $N_G(V)$ и $N_N(V)$ на рисунке 3.3 и 3.4 могли служить в качестве циклограмм нагружения, необходимы дополнительные сведения о плотности распределения пробега локомотива в зависимости от скорости движения. На основании собранных статистических данных усредненную для магистральных электропоездов и электропоездов метрополитена плотность распределения пробега $x(v)$ в диапазоне скоростей движения $0 - v_{\text{max}}$ можно выразить усеченным нормальным законом

$$P[x(v)] = \left(\frac{c_{\text{НОР}}}{\sigma_v \sqrt{2\pi}} \right) e^{-\frac{(v-m_v)^2}{2\sigma_v^2}}, \quad (3.44)$$

где m_v , σ_v – параметры распределения усеченного нормального закона;

$c_{\text{НОР}}$ – коэффициент нормирования.

Параметры m_v , σ_v и $c_{НОР}$ для электропоездов метрополитена (при $V_{\max} = 63$ км/ч) составили: $m_v = 53$, $\sigma_v = 22$, $c_{НОР} = 1,06$, а для электропоездов ЭР-2 (при $V_{\max} = 100$ км/ч) соответственно: $m_v = 50$, $\sigma_v = 21$, $c_{НОР} = 1,09$.

Кривые плотности распределения пробега $P[x(v)]$, показанные на рисунке *** и ***, при $V_{\max} = 100$ км/ч (для электропоездов ЭР-2) и $V_{\max} = 80$ км/ч (для электропоездов метрополитена) позволяют рассчитать число циклов нагрузок на зубьях шестерни и ведомого зубчатого колеса для любого диапазона скоростей движения от V_1 до V_2 по формулам

$$S_{v1-v2} = S_{0-v2} - S_{0-v1}, \quad (3.45)$$

$$S_{0-v} = c_{НОР} S_{\Sigma} \left[\Phi \left(\frac{v - m_v}{\sigma_v} \right) - \Phi \left(\frac{-m_v}{\sigma_v} \right) \right], \quad (3.46)$$

где Φ – функция Лапласа.

Распределение суммарного числа циклов в зависимости от скорости движения для ведомых зубчатых колес электропоездов приведено в шкалах $S_{\Sigma 2}$ (рис. 3.3 и 3.4). Для шестерни полученные значения умножались на передаточные числа u редукторов.

3.5 Определение расчетных нагрузок на тяговую передачу

При расчете зубьев на выносливость при изгибе и на контактную выносливость за исходные расчетные нагрузки N_p были приняты наибольшие значения $N_{G \max}$ и $N_{G \max}^* = [k_{HV} N_G(V)]_{\max}$ из полученных выше эквивалентных для частично изношенной $N_G(V)$ и новой $N_N(V)$ тяговых передач, для которых число циклов действия превышает 0,03 эквивалентных чисел перемены напряжений S_{GE} и S_{HE} .

При плавных циклограммах нагружения, что соответствует рассматриваемому случаю, они определялись как [9]

$$S_{GE} = 2,4 S_{Go} \int_{N_G(V)}^{N_{G \max}} \left(\frac{N_G(V) - N_{G \max}}{2 N_{G \max}} \right)^{\alpha_G} d \left(\frac{n_u}{2,4 S_{Go}} \right), \quad (3.47)$$

$$S_{HE} = 2,4 S_{Ho} \int_{N_H^*(V)}^{N_{H \max}^*} \left(\frac{N_H^*(V) - N_{H \max}^*}{2 N_{H \max}^*} \right)^{\alpha_H} d \left(\frac{n_u}{2,4 S_{Ho}} \right), \quad (3.48)$$

где dn_u – число циклов, соответствующее интервалу скорости dv ;

2,4 – коэффициент, учитывающий рекомендуемую для рассмотрения часть циклограммы с наибольшими нагрузками, в которой число циклов не превышает $2,4 S_{Go}$ и $2,4 S_{Ho}$.

Зная S_{GO} и S_{HO} , были определены коэффициенты долговечности зубчатых тяговых передач [12]

$$k_{GL} = \left(\frac{S_{GO}}{S_{GE}} \right) \quad \text{при } S_{GE} < S_{GO}; \quad k_{GL} = 1 \quad \text{при } S_{GE} > S_{GO}; \quad (3.49)$$

$$k_{HL} = \left(\frac{S_{HO}}{S_{HE}} \right) \quad \text{при } S_{HE} < S_{HO}; \quad k_{HL} = 1 \quad \text{при } S_{HE} > S_{HO}; \quad (3.50)$$

На основании данной методики исходная расчетная нагрузка N_{G_p} , определенная по циклограмме $N_G(V)$ для расчета зубьев тяговой передачи электропоезда ЭР-2 на выносливость при изгибе, была установлена равной $75,6 \cdot 10^4 H$. Эквивалентное число циклов частично изношенной зубчатой передачи, имеющей пробег 1,2 млн. км, для шестерни $S_{GE_{ш}}$ и для зубчатого колеса S_{GE_K} значительно больше базового S_{GO} . Поэтому для них на основании (3.49) было принято $k_{GL_{ш}} = 1$ и $k_{GL_K} = 1$. При расчете зубьев на контактную выносливость в качестве исходной расчетной нагрузки N_{H_p} принята из циклограммы $N_H(V)$ максимальная, соответствующая $V = 12$ км/ч, умноженная на коэффициент внутренней динамики новой тяговой передачи, т.е.

$$N_{H_p} = k_{nv\text{ЭР-2}}(V = 12 \text{ км/ч}) = 1,028 \cdot 59,4 = 61,1 \cdot 10^4 H.$$

Эквивалентные числа циклов $S_{HE_{ш}}$ и S_{HE_K} рассчитаны путем интегрирования циклограммы $N_N(V)$ по формулам (3.47) и (3.48) в интервале скоростей от 0 до 26 км/ч для шестерни и от 0 до 53 км/ч для зубчатого колеса. В этих интервалах сосредоточено максимальное рекомендуемое для учета число циклов. Расчеты показали, что для ведущего, так и для ведомого зубчатых колес электропоезда ЭР-2 эквивалентные числа циклов больше базовых, т.е. $S_{HE_{ш}} > S_{HO_{ш}}$ и $S_{HE_K} > S_{HO_K}$. Следовательно, коэффициенты долговечности $k_{HL_{ш}} = 1$ и $k_{HL_K} = 1$.

Аналогично были определены расчетные нагрузки для электропоездов метрополитена: $N_{G_p} = 67,9 H$; $N_{H_p} = 65,6 \cdot 10^4 H$ при $k_{HV}(V = 47) = 1,89$, $k_{GL_{ш}} = 1$, $k_{GL_K} = 1$, $k_{HL_{ш}} = 1$, $k_{HL_K} = 1$.

Для перехода от нагрузок на автосцепке к эквивалентным вращающим моментам на валу якоря электродвигателя (и следовательно, шестерни), было использовано следующее соотношение [9]

$$M_{ш} = \frac{F_p D_k}{2 n_k u \eta_n}, \quad (3.51)$$

где n_k – число ведущих колесных пар моторного вагона электропоезда;

u – передаточное число зубчатой передачи;

η_n – к. п. д. тяговой передачи.

На основании этого были определены эквивалентные вращающие моменты моторного вагона:

- электропоезда ЭР-2: $M_{ш_g} = 2,56 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$, $M_{ш_k} = 1,07 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$;
- электропоезда метрополитена: $M_{ш_g} = 1,92 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$,
 $M_{ш_k} = 0,74 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

3.6 Исследования динамики и прочности тягового привода рельсового электротранспорта

Динамическая нагрузка тягового привода электропоездов определяется целым комплексом причин, среди которых основными, а следовательно, и требующими рассмотрения являются следующие:

- вынужденные случайные колебания системы колесо-рессорное подвешивание-тележка-кузов;
- ускорения и перемещения узлов тележки во время движения.

Для этого были проведены расчетные и экспериментальные исследования по определению свободных колебаний нескольких элементов тележки: рама тележки и колесная пара, рама тележки и полый вал и т.п., при задании начальных условий на каждую обобщенную координату элемента. Затем исследовались свободные колебания каждой тележки в целом. Также проверялось полное соответствие результатов спектрального анализа процессов свободных колебаний всех элементов тележек. При исследовании свободных колебаний элементов модели одной из тележек обобщенные координаты других тележек принимались равными нулю.

На последнем этапе исследовались свободные колебания полной модели экипажа. При этом для ускорения процесса проверки, задавались по очереди начальные условия на одну из обобщенных координат каждой

колесной пары и исследовались свободные колебания кузова по всем его обобщенным координатам. По результатам амплитудного анализа свободных колебаний кузова, окончательно проверялась правильность составления дифференциальных уравнений, так как из-за симметрии обеспечивается полное совпадение результатов такого анализа при подаче начальных условий на первую и четвертую колесные пары, а также на вторую и третью.

При исследовании свободных колебаний были определены частоты этих колебаний по каждой обобщенной координате, которые использовались при анализе результатов расчета вынужденных случайных колебаний рассматриваемой динамической модели моторного вагона электропоезда.

При этом в качестве возмущения была принята эквивалентная геометрическая неровность $\eta(t)$. Она рассматривалась как Гауссовский стационарный случайный процесс, основной характеристикой которого является спектральная плотность $G(t)$. Эта спектральная плотность была принята по результатам динамико-прочностных испытаний моторных вагонов электропоездов ЭР2 и электропоездов метрополитена на участке пути удовлетворительного качества, в летнее время и аппроксимирована следующим выражением

$$G_{\eta}(t) = \frac{S_{\eta}^2}{2\sqrt{\pi}} \sum_{j=1}^n \frac{a_j}{\alpha_j V} \left\{ \exp\left[-\frac{(\omega + \beta_j V)^2}{4\alpha_j^2 V^2}\right] + \exp\left[-\frac{(\omega - \beta_j V)^2}{4\alpha_j^2 V^2}\right] \right\}, \quad (3.52)$$

где S_{η}^2 – дисперсия эквивалентной геометрической неровности (в расчетах было принято $S_{\eta}^2 = 25 \text{ мм}^2$);

β_j – частота j -го максимума спектральной плотности;

a_j – доля дисперсии, приходящейся на j -й максимум спектральной плотности;

α_j – половина ширины j -го максимума спектральной плотности на половине его высоты;

V – скорость движения, км/ч;

ω – частота колебаний.

По этому выражению выполнялась "генерация" случайного процесса возмущения $\eta(t)$ методом скользящего суммирования. Эта процедура повторялась для каждой скорости движения в диапазоне 40÷100 км/ч с шагом 10 км/ч. Длина каждой реализации неровности была принята равной 32,762 с, что близко соответствует обычно принимаемым при проведении динамических испытаний длинам реализаций регистрируемых процессов в

30с. В этом случае число точек каждой реализации реакции динамической модели экипаж-путь составляет $N=32768$ или 2^{15} , что соответствует условию выполнения спектрального анализа с помощью быстрого преобразования Фурье.

В качестве примера на рисунке 3.5 и 3.6 приведены графики реализации и спектральной плотности, полученных в результате моделирования эквивалентной геометрической неровности при скорости движения 90 км/ч. На рисунке 3.6 так же нанесен график спектральной плотности, вычисленной по формуле (3.52), для той же скорости движения. Сравнение приведенных графиков свидетельствует об их удовлетворительном совпадении.

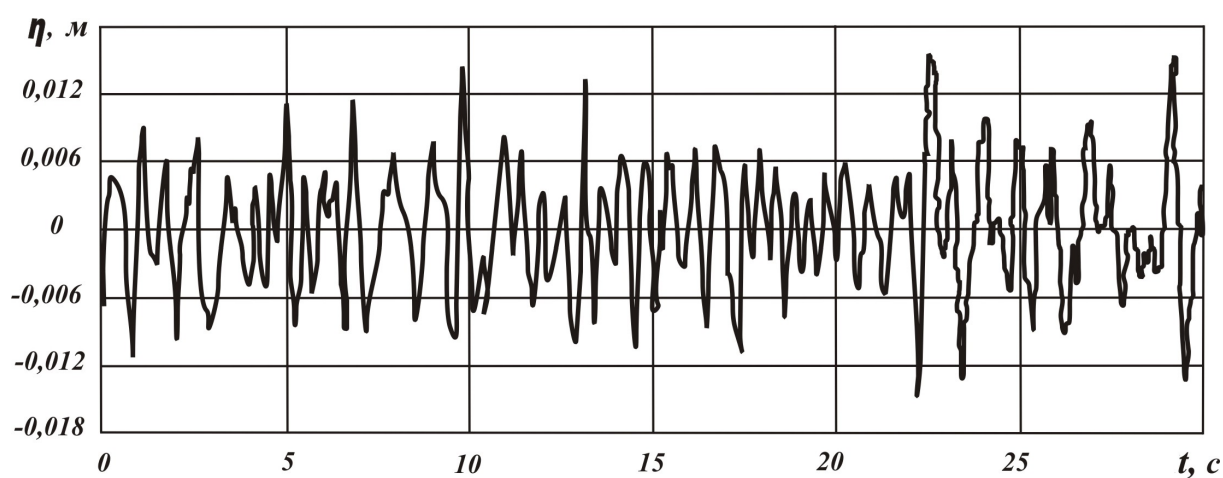


Рисунок 3.5 – Реализация эквивалентной геометрической неровности левого рельса для $V=90$ км/ч

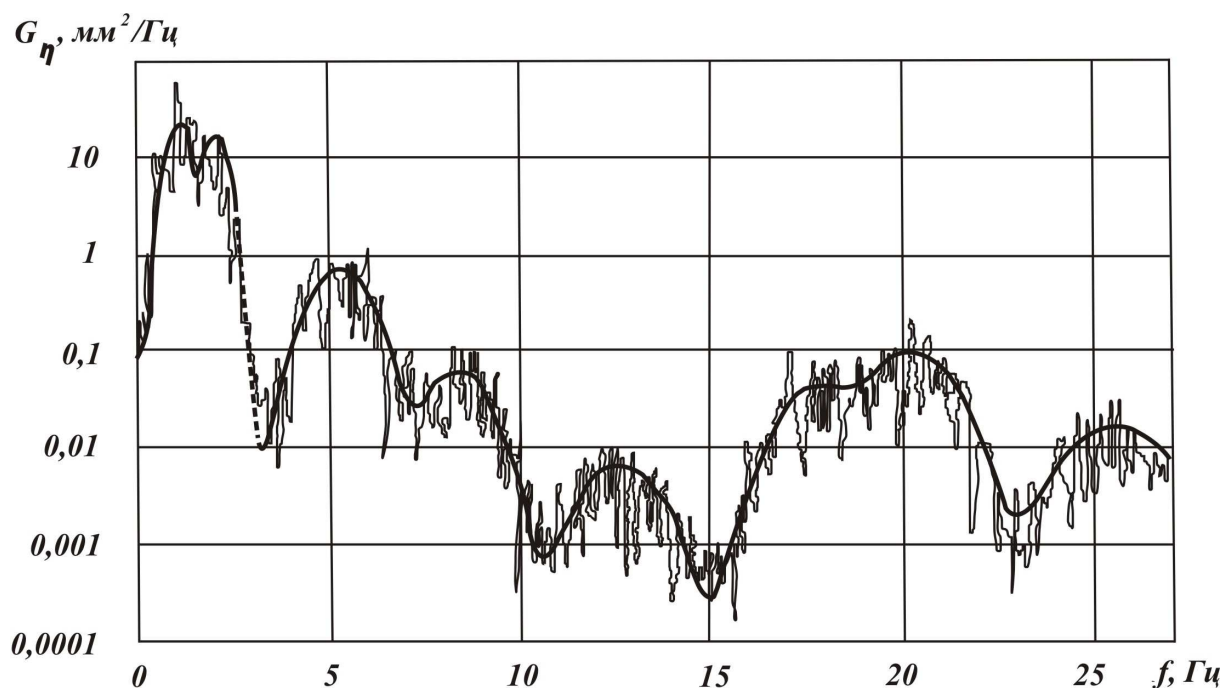


Рисунок 3.6 – Спектральные плотности неровности для $V=90$ км/ч

Динамические качества исследуемой динамической системы оценивались такими показателями как максимальные ускорения, коэффициенты динамики и коэффициенты плавности хода Шперлинга. При этом максимальные значения ускорений и коэффициентов динамики вычислялись как среднее значение абсолютного максимума соответствующих случайных процессов.

Исследование вынужденных колебаний рассматриваемой динамической модели вагона было выполнено путем численного интегрирования полученной системы дифференциальных уравнений методом Рунге-Кутты IV порядка при задании случайного возмущения и определении реализации случайных процессов колебаний $q(t)$ по всем исследуемым обобщенным координатам.

Для полученных реализаций $q(t)$ выполнялась статистическая обработка с определением:

- спектральной плотности обобщенных координат $G_q(f)$;
- среднего квадратического отклонения $S[q]$;
- эффективной частоты $f_e[q]$;
- коэффициента широкополосности $\vartheta[q]$.

При выборе параметров кузовной ступени подвешивания согласно норм по оценке динамических качеств подвижного состава в работе вычислялись коэффициенты динамики плавности для груженого и порожнего режимов во всем исследуемом диапазоне скоростей.

Рассмотренная схема связи кузова и колесных пар (рис. 3.7) позволила получить хорошие динамические показатели.

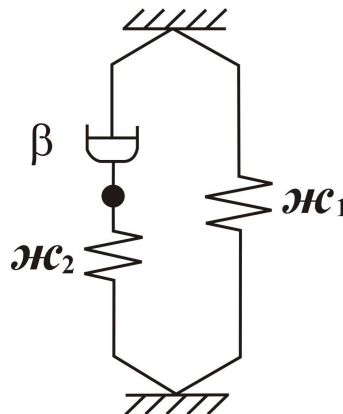


Рисунок 3.7 – Схема замещения кузовной ступени подвешивания

Результаты расчетов в виде графиков зависимостей от скорости движения коэффициентов динамики в связи кузова с правым $k_{dk1}(V)$ и левым $k_{dk2}(V)$ колесами первой колесной пары, коэффициентов плавности

хода на полу у стены кузова справа от первого шкворня $C_{1n}(V)$ и ускорений также на полу у стены кузова справа от первого шкворня \ddot{z}_{k1n} приведены на рисунках 3.8, 3.9.

На основании проведенных исследований установлены уровни ускорений и перемещений узлов тележек электропоездов типа ЭР для моторного и прицепного вагонов.

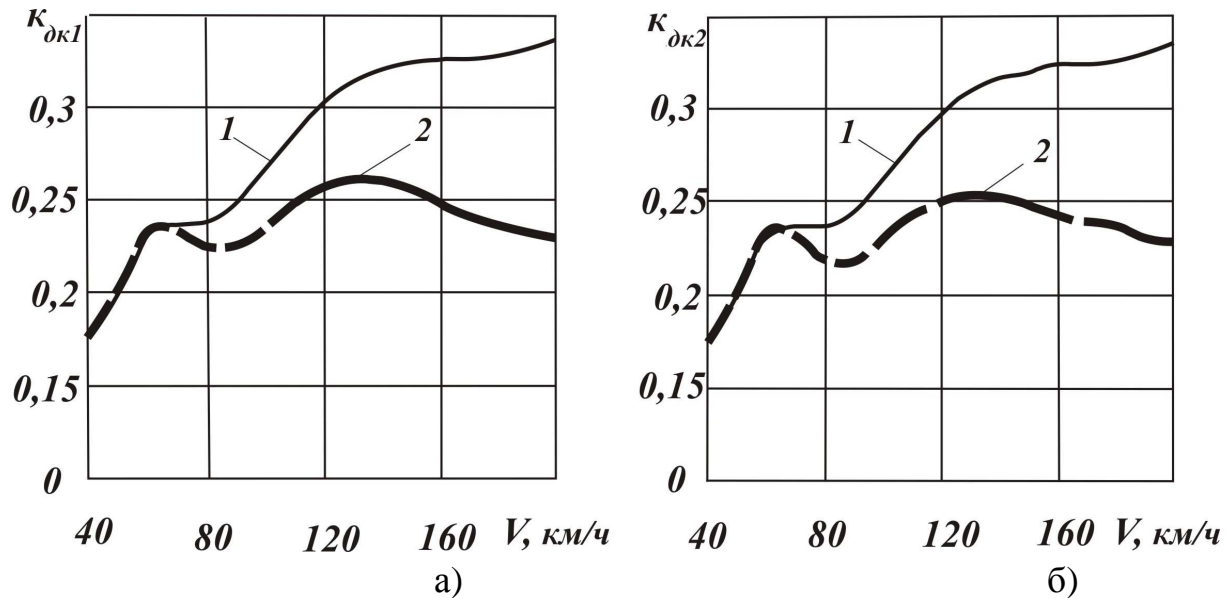


Рисунок 3.8 – Графики зависимостей от скорости движения коэффициента динамики связи кузова и первой колесной пары для не подпружиненного (1) и подпружиненного (2) гасителя (порожний режим)

a – правое колесо, б – левое колесо

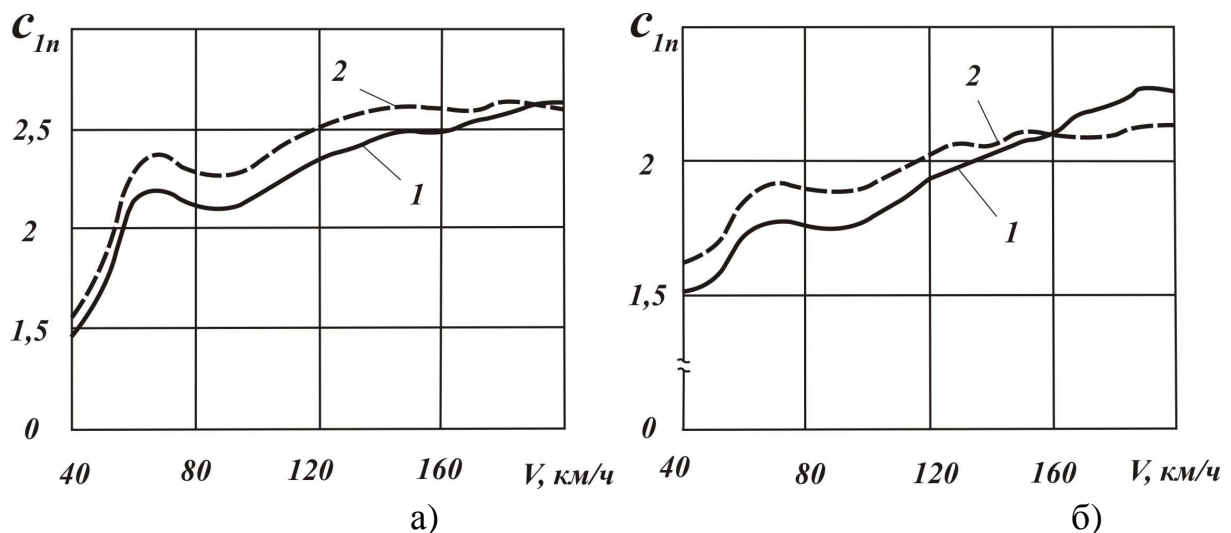


Рисунок 3.9 – Графики зависимостей от скорости движения коэффициента плавности хода на полу у стены кузова справа от первого шкворня

*1 – для не подпружиненного гасителя; 2 – для подпружиненного гасителя;
a – порожний режим; б – груженный режим*

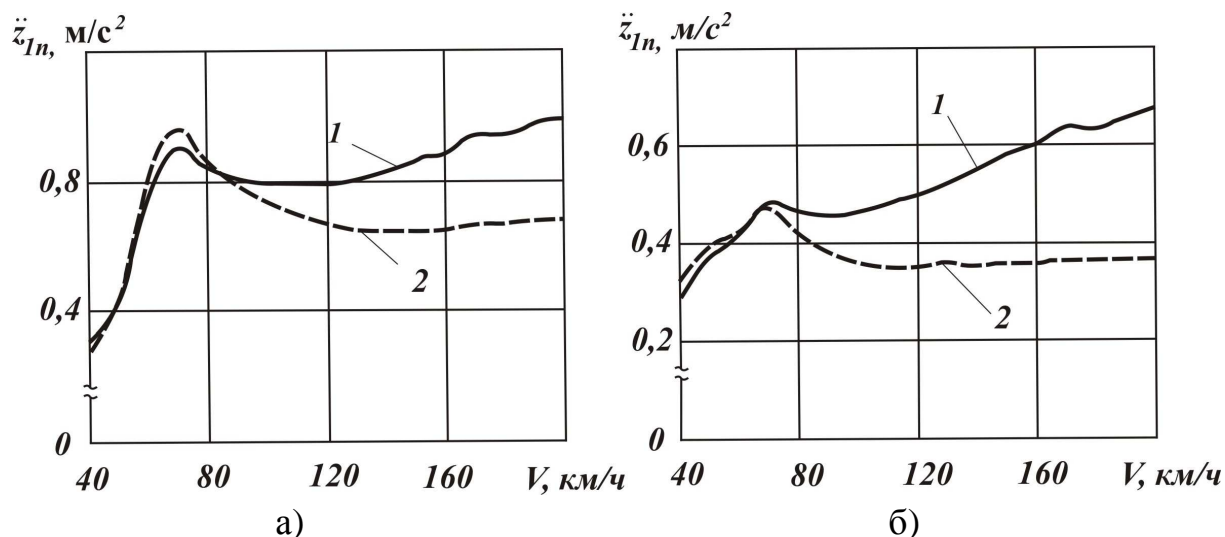


Рисунок 3.10 – Графики зависимостей от скорости движения ускорений на полу у стены кузова справа от первого шкворня
 1 – для не подпружиненного гасителя; 2 – для подпружиненного гасителя;
 а – порожний режим; б – груженный режим

При исследовании колебаний тележки в вертикальной плоскости симметрии были приняты обычные допущения, используемые в динамике подвижного состава.

Расчетная схема экипажа приведена на рисунке 3.11, для которой математическая модель имеет вид

$$\bar{A}\bar{q} + \bar{B}\bar{q} + \bar{C}\bar{q} + \bar{G}(\bar{q}) = \bar{D}\bar{\eta} + \bar{E}\bar{\eta}, \quad (3.53)$$

где \bar{A} , \bar{B} , \bar{C} – соответственно матрицы инерционных, диссипативных и жесткостных коэффициентов;

\bar{G} – вектор нелинейностей;

\bar{D} и \bar{E} – матрицы диссипативных и жесткостных коэффициентов "пути";

\bar{q} – вектор обобщенных координат экипажа;

$\bar{\eta}$ – вектор геометрических неровностей.

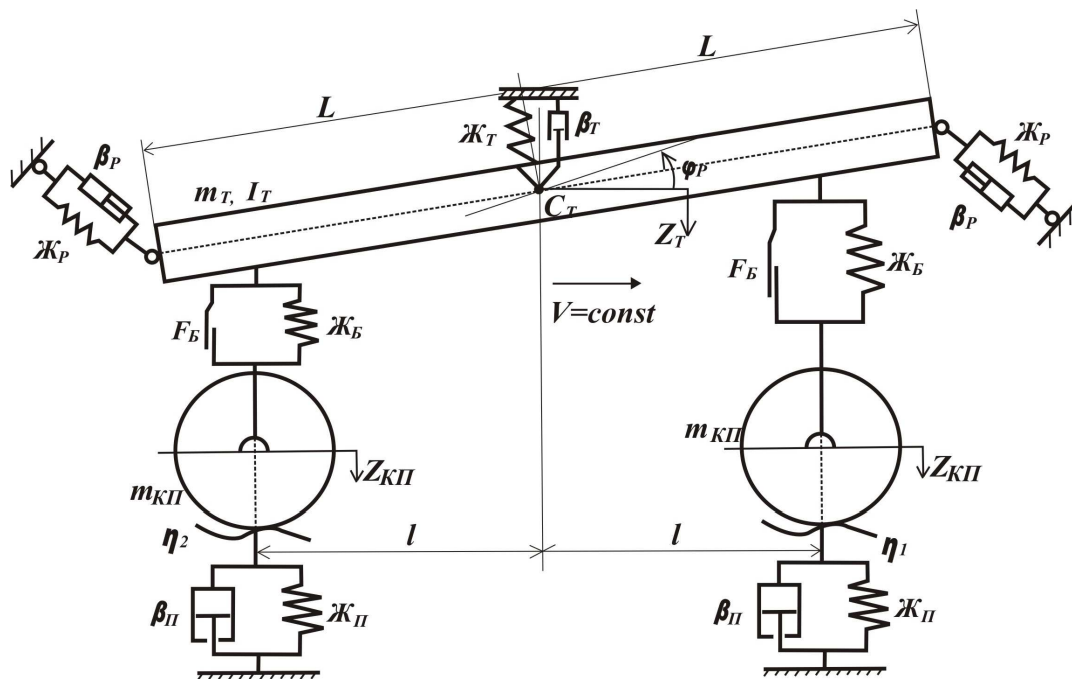


Рисунок 3.11 – Расчетная схема моторной тележки электропоезда ЭР2

Ввиду того, что время действия импульса от стыка чрезвычайно мало по сравнению с периодом собственных колебаний колесной пары, можно отвлечься от формы импульса и считать его мгновенным. В этом случае в момент прохождения стыка достаточно изменить начальные условия для колесных пар на величину

$$\dot{Z}_{КП+} = \dot{Z}_{КП-} + \frac{I(V)}{m_{КП}}, \quad (3.54)$$

где $\dot{Z}_{КП+}$, $\dot{Z}_{КП-}$ – скорость подпрыгивания колесной пары сразу после удара и перед ним.

Полученные математические модели использованы для расчета вынужденных колебаний тележек электропоездов ЭР2. Было определено, что система дифференциальных уравнений существенно нелинейна из-за наличия фрикционных гасителей в буксовой ступени подвешивания, поэтому ее интегрирование выполнялось численным методом Рунге-Кутты четвертого порядка, который реализован в математическом пакете Mathcad.

Ускорения подпрыгивания тележки представлены на рисунке 3.12.

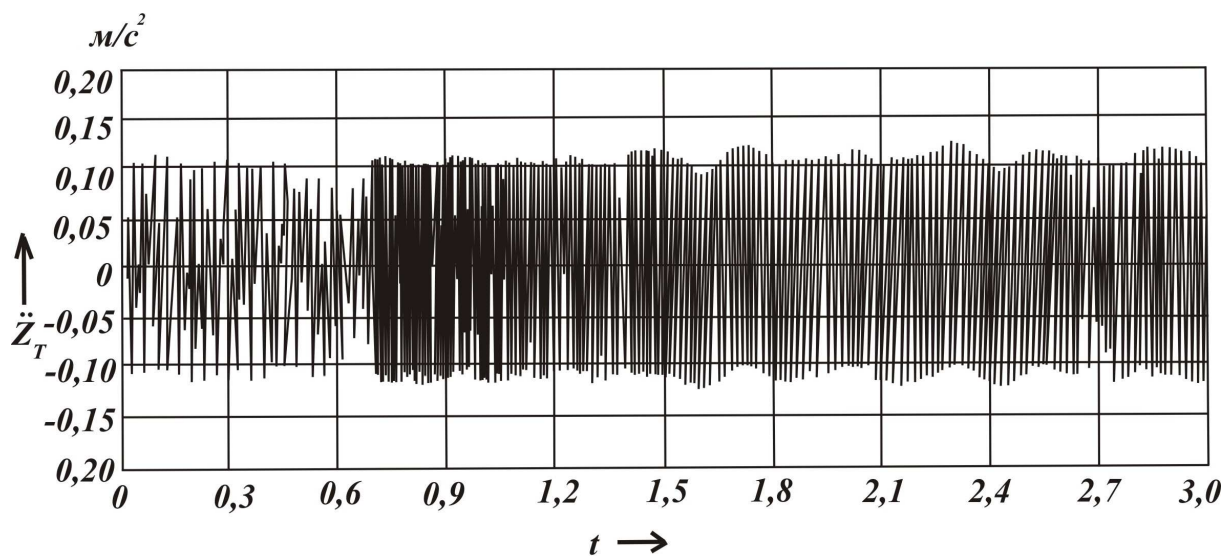


Рисунок 3.12 – Ускорение подпрыгивания тележки моторного вагона электропоезда ЭР2 при скорости движения 50 км/ч

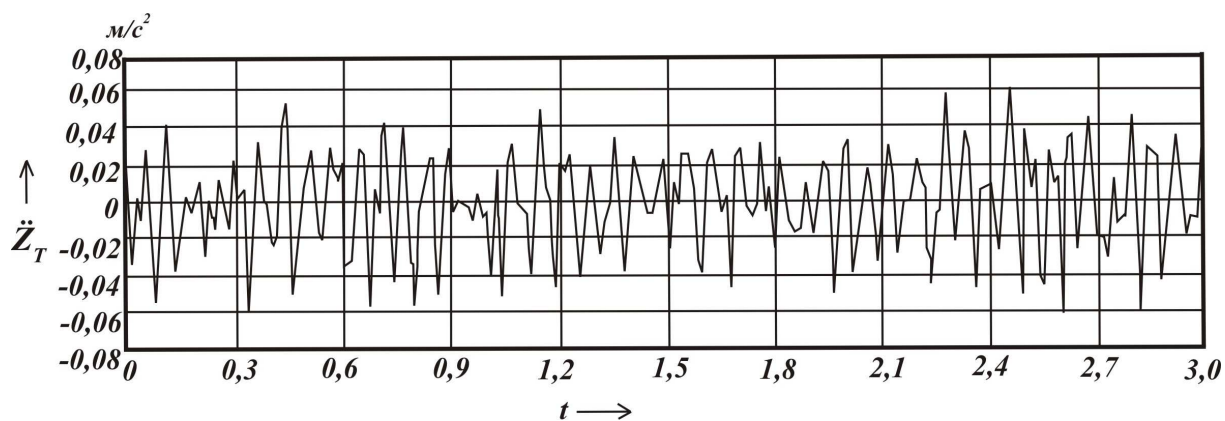


Рисунок 3.13 – Ускорение подпрыгивания тележки прицепного вагона электропоезда ЭР2 при скорости движения 80 км/ч

Сравнительный анализ расчетных значений динамических характеристик с экспериментальными данными показал хорошую сходимость результатов. Среднеквадратические отклонения ускорений подпрыгивания тележки, полученные экспериментально (пунктирная линия) и расчетным способом (сплошная) приведены на рисунке 3.14.

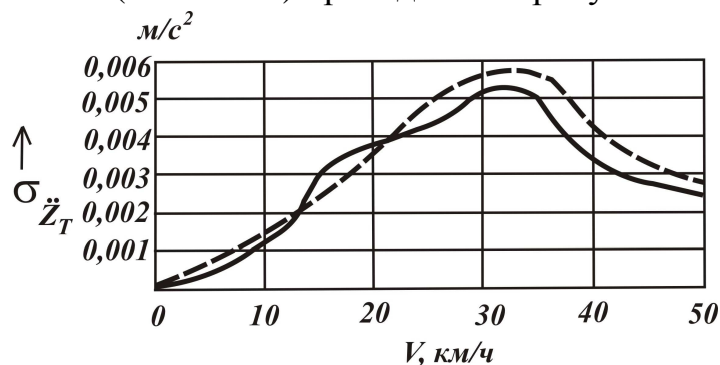


Рисунок 3.14 – Среднеквадратическое отклонение ускорения подпрыгивания тележки

Ошибки между экспериментальными и теоретическими данными приведены в таблице. Адекватность полученной математической модели оценивалась с помощью критерия Кохрена, который составил 0,86 при 95 %-ном уровне значимости.

Таблица 3.2 – Относительные ошибки между экспериментальными и теоретическими данными для моторной тележки электропоезда ЭР2

	Максимальные виброускорения				Импульс при прохождении стыка	Средне- квадратические отклонения ускорении узлов тележки
	\dot{Z}_T	$\dot{\phi}_T$	$\dot{Z}_{КП1}$	$\dot{Z}_{КП2}$		
Ошибка, %	10,4	5,8	12,7	11,8	10,6	15,3

3.7 Выводы

1. Установлены причины возникновения перекоса шестерни и зубчатого колеса тяговой передачи электропоездов. Выполнены расчеты с определением величин углов наклона зубьев шестерни и зубчатого колеса в отдельности, а также суммарный угол не параллельности зубьев. Раскрыто влияние этих отклонений на ресурс тяговой передачи.

2. Предложена методика определения прочности тяговых передач. На основании статистических данных определены расчетные эквивалентные нагрузки и составлены циклограммы нагрузок тяговых зубчатых передач, на основании которых определено число циклов нагрузок на зубьях шестерни и ведомого зубчатого колеса для любого диапазона скоростей движения электропоездов.

3. На основании интегрирования эквивалентного числа циклов были определены расчетные нагрузки для магистральных электропоездов и электропоездов метрополитена. Это позволило определить критические вращающие моменты на валу якоря электродвигателя (и, следовательно, шестерни), для оценки различных эксплуатационных ситуаций.

4. Проведены расчетные и экспериментальные исследования по определению свободных колебаний нескольких элементов тележки: рама тележки и колесная пара, рама тележки и полый вал и т.п., при задании начальных условий на каждую обобщенную координату элемента. Было установлено, что вынужденные случайные колебания системы колесо-рессорное подвешивание-тележка-кузов в значительной степени зависит не только от динамики движения, но и от технического состояния тяговой передачи электропоезда.

РАЗДЕЛ 4

ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЯГОВЫХ ПЕРЕДАЧ РЕЛЬСОВОГО ЭЛЕКТРОТРАНСПОРТА

4.1 Формирование виброакустического сигнала

Одним из наиболее распространенных способов построения вибродиагностической модели механического объекта является математическое описание связи между структурными и диагностическими параметрами при помощи дифференциальных (во временной области) или алгебраических (в частотной области) уравнений. При этом механизм можно представить в виде динамической системы с n степенями свободы [17]

$$[M][\ddot{X}] + [K][\dot{X}] + [C][X] = [G], \quad (4.1)$$

где $[M]$, $[K]$, $[C]$ – симметричные $n \times n$ матрицы коэффициентов инерции, демпфирования и жесткостей;

$[G]$ – n -мерные векторы координат и действующих сил.

Такая динамическая система предполагает, что зависимость виброакустических характеристик объекта от вида дефекта входит в данное уравнение в неявном виде. Поэтому динамическая модель механизма, заданная в виде системы дифференциальных уравнений (4.1) лишь в отдельных случаях позволяет количественно связать дефекты механизма с изменением свойств виброакустических процессов. В основном это относится к области низкочастотных колебаний в диапазоне частот до 200÷300 Гц. Для того чтобы "раскачать" механизм, заставить его колебаться по первым собственным формам, требуется очень большая мощность источника. Этими источниками могут быть лишь грубые дефекты, которые существуют в данном узле. Именно поэтому достаточно просто связать значение дисбаланса колеса или поломку зубьев в редукторе с изменением амплитуды колебаний на частоте вращения.

Иное дело – предсказать характер изменения виброакустических характеристик механизма под воздействием дефектов, имеющих малую виброактивность, с одной стороны, и трудно поддающихся динамическому моделированию, с другой. К такому же рода дефектам, проявляющимся в среднечастотном диапазоне колебаний, следует отнести практически все дефекты контактирующих поверхностей, а также дефекты типа

коррозионного и эрозионного износа, трещины в конструкции механизма и ряд других.

Отсутствие однозначности воздействия этих, в основном эксплуатационных, дефектов на рабочие процессы в механизме, малые изменения параметров технического состояния на ранней стадии развития неисправностей не позволяют с помощью динамической модели получить не только количественные соотношения между характеристиками виброакустического сигнала и эксплуатационными дефектами, но в ряде случаев даже качественные соотношения. Поэтому целесообразно построить имитационную диагностическую модель узла механизма.

Рассмотрим простейшую динамическую модель механизма, когда в зоне низких частот он колеблется как единое целое, и его поведение можно описать одним уравнением [12]

$$m \ddot{x} + k \dot{x} + c x = g(t), \quad (4.2)$$

где $g(t)$ – функция возбуждения.

Данную модель интерпретировать как модель крутильных колебаний зубчатого зацепления пары колес с передаточным числом, равным единице. Колебания этого узла механизма в безразмерном виде описываются уравнением гармонического осциллятора

$$\ddot{x}(t) + \varepsilon(x, t) \dot{x}(t) + \omega_c^2 \gamma(t) x(t) = M(t), \quad (4.3)$$

где $x(t)$ – деформация зубьев;

ω_c – собственная частота колебаний пары колес на жесткости зубьев;

$\varepsilon(x, t)$ – коэффициент демпфирования, в общем случае зависящий от координаты x ;

$\gamma(t)$ – параметр, характеризующий зависимость функции жесткости зацепления от времени;

$M(t)$ – возмущение (крутящий момент).

Влияние дефектов, зацепления на колебания данной модели в неявном виде можно представить следующим образом

$$\ddot{x} + \varepsilon(x, t, R) \dot{x} + \omega_c^2 \gamma(t, R) x = M(t, R), \quad (4.4)$$

где $R = \{r_1, r_2, \dots, r_m\}$ – вектор изменений параметров технического состояния узла или вектор дефектов.

Основной параметр модели (4.4), определяющий возбуждение колебаний в зубчатом зацеплении даже при отсутствии дефектов есть функция жесткости зацепления, которая является произведением двух функций

$$\gamma(t, R) x = g(t, R) h(t), \quad (4.5)$$

и медленно меняющейся амплитуды

$$g(t, R) = 1 + \mu(R) \xi(t + T_{ep}) \quad (4.6)$$

с периодом частоты вращения

$$f_{ep} = \frac{1}{T_{ep}}, \quad (4.7)$$

и быстро меняющейся функции жесткости зацепления

$$h(t) = h(t + T_z), \quad (4.8)$$

с периодом пересопряжения зубьев T_z .

В выражении (4.6) μ – глубина амплитудной модуляции жесткости зацепления периодической последовательностью импульсов $\xi(t + T_{ep})$, возникающих при попадании локального дефекта в зону контакта.

Поскольку уравнение крутильных колебаний зубчатой пары является параметрическим, то даже при отсутствии дефектов ($\mu = 0$) и постоянном крутящем моменте $M(t) = M_0$ в системе (4.1) возбуждаются полигармонические колебания с частотами, кратными частоте пересопряжения зубьев

$$x(t) = \sum_{k=1}^n a_k \cos(k f_z t + \varphi_k), \quad (4.9)$$

где $f_z = z f_{ep} = \frac{1}{T_z}$ – зубцовая частота;

z – число зубьев.

Число гармоник зубцовой частоты и соотношение амплитуд кратных гармоник a_k в отсутствие внешнего возмущения определяется видом функции жесткости зацепления $\gamma(t + T_z)$ и демпфированием в системе. На рисунке 4.1 изображено поведение функции $C(t)$ для прямозубых колес, обозначенной в уравнении (4.4) через $\gamma(t)$.

При возникновении локальных дефектов типа выкрашивания, раковин, попадающих в зону контакта с частотой вращения $T_{\text{вр}}$ дефектного колеса, возникает периодическая последовательность кратковременных импульсов $\xi(t + T_{\text{вр}})$, модулирующих амплитуду $g(t,)$ функции жесткости $\gamma(t)$. Амплитуда и частота следования этих импульсов увеличиваются с развитием дефекта контактирующих поверхностей.

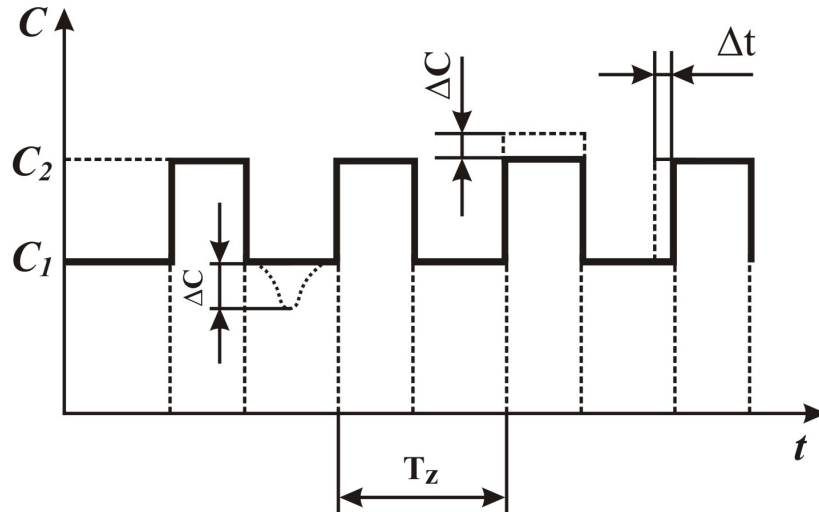


Рисунок 4.1 – Функция жесткости зацепления прямозубой зубчатой пары

Коэффициент демпфирования в уравнении (4.6), так же как и жесткость, является параметром, изменяющимся с периодом пересопряжения зубьев T_z , поскольку в полюсе зацепления имеет место трение качения, а за его пределами – трение скольжения. При возникновении локального дефекта типа схватывания и последующего задира контактирующих поверхностей наблюдается нарушение периодичности функции $\varepsilon(t)$, вызванное фазовой модуляцией коэффициента демпфирования случайной импульсной функцией $\eta(t)$

$$\varepsilon(x, t, R) = \varepsilon[t + T_z + \nu(R)\eta(t)], \quad (4.10)$$

где ν — индекс фазовой (частотной) модуляции.

Как видно из выражения (4.10), воздействие дефектов сказывается не только на параметрах системы ε и γ но и на функции возбуждения $M(t)$, стоящей в правой части уравнения.

В общем случае функцию возмущения можно представить в виде

$$M(t, R) = M(t + T_{ep}) + M(t + T_z) + M_H(t + T_d) + M_{ш}(t), \quad (4.11)$$

где $M(t + T_{ep})$ – периодическое низкочастотное возмущение, являющееся следствием воздействия дефектов изготовления или эксплуатации, нарушающих центровку;

$M(t + T_z)$ – результат воздействия кинематических погрешностей (например, ошибки шага);

$M_H(t + T_d)$ – импульсное возмущение с частотами, кратными частоте прокатывания локального дефекта $f_d = 1/T_d$ (в зубчатой паре частота попадания дефекта в зону контакта f_d совпадает или кратна частоте вращения f_{ep} дефектного колеса);

$M_{ш}(t)$ – шумовое возмущение, возникающее вследствие воздействия случайного фактора взаимодействия сопряженных элементов узла механизма или абразивного изнашивания контактирующих поверхностей.

Учитывая соображения, приведенные выше, виброакустический сигнал в окрестности k -й гармоники основной частоты возбуждения дефектного узла механизма, в том числе зубчатой пары, можно представить в виде

$$x(t) = [1 + \sum_i \mu_i \cos(i \Omega t)] \left\{ a_k \cos k \omega_z [t + \sum_j v_j \cos(j \Omega t)] \right\} + \omega_{ш}(t), \quad (4.12)$$

где μ_i – глубина амплитудной модуляции гармоник ω_z частотой $i \Omega$;

$\Omega = f_d 2\pi$ – круговая частота попадания дефекта в зону контакта;

ω_z – основная частота возбуждения (зубцовая, лопаточная и т.п.);

v_j – индекс частотной модуляции;

$\omega_{ш}(t)$ – шумовая составляющая.

Спектр решения уравнения (4.12) можно представить в виде суммы спектров вынужденных и собственных колебаний

$$S_x(t) = \sum_{k=1}^{\infty} A_k \delta(f - k f_{ep}) + \sum_{i=1}^{\infty} B_i \delta(f - l f_z) + \\ + \sum_{p=1}^{\infty} \sum_{q=1}^{\infty} C_{pq} \delta[f - (p f_z \pm q f_{ep})] + S_{ш}(f) + \sum_{r=1}^{\infty} D_r \delta[f - (f_c \pm r f_{ep})] \quad (4.13)$$

где $\sum_{k=1}^{\infty} A_k \delta(f - k f_{ep})$ – гармонический ряд частот вращения $k f_{ep}$;

$\sum_{i=1}^{\infty} B_i \delta(f - l f_z)$ – спектр основных (зубцовых) частот $l f_z$;

$\sum_{p=1}^{\infty} \sum_{q=1}^{\infty} C_{pq} \delta[f - (p f_z \pm q f_{ep})]$ – спектр комбинационных частот $(p f_z \pm q f_{ep})$ в окрестности вынужденных частот $p f_z$;

$S_{ш}(f)$ – спектр шума;

$\sum_{r=1}^{\infty} D_r \delta[f - (f_c \pm r f_{ep})]$ – спектр комбинационных частот $f_c \pm r f_{ep}$ в окрестности собственной частоты узла f_c .

Из данного выражения следует, что появление или развитие во времени того или иного дефекта приводит к перераспределению энергии между составляющими спектра результирующего колебательного процесса. Знание физических закономерностей процессов возникновения колебаний в зубчатой передаче позволяет построить качественную диагностическую модель узла механизма и наметить пути поиска информативных диагностических признаков различных дефектов.

4.2 Организация вибромониторинга тяговых передач электропоездов

Работу зубчатой пары в тяговом редукторе электропоезда сопровождает целый ряд характерных вибраций, вызываемых трением и ударами при обкатывании зуба одной шестерни зубом другой шестерни. Анализ этих вибраций позволяет достаточно успешно диагностировать целый ряд различных дефектов зубозацепления.

При проведении анализа вибросигналов, генерируемых зубчатыми парами необходимо учитывать основные характерные особенности их работы, такие как:

- вибросигналы от зубчатых пар содержит в себе как синхронные компоненты (гармоники), пропорциональные оборотной частоте вращения шестерни, так и несинхронные, связанные с резонансными процессами и не пропорциональные частоте вращения ротора (посторонние удары, неуравновешенность масс и т. д.);
- гармоники, свойственные зубозацеплению, имеют невысокий энергетический уровень;
- амплитуда гармоник в спектре, вызванных вибрациями от зубчатых пар, в значительной степени зависят от передаваемой зубчатой парой нагрузки;
- вибрации от зубозацепления являются нестационарным и имеют в своем составе несколько фаз "обкатывания" (проскальзывание зуба по зубу);
- очень часто поднятие спектра от "белого шума" происходит не только на частоте зубозацепления, но и на частоте собственных резонансов элементов зубчатой пары или всего редуктора.

Необходимо отметить, что при появлении дефектов в зубозацеплении происходит не только рост амплитуды гармоники зубозацепления, но и вблизи частоты зубозацепления (выше и ниже ее по частоте) появляются также боковые гармоники.

Спектр вибросигнала от зубчатой пары редуктора, которая находится в хорошем состоянии имеет, вид, который показан на рисунке 4.2.

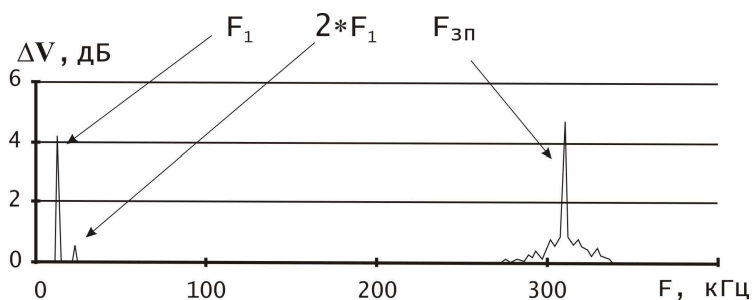


Рисунок 4.2 – Спектр вибрации зубчатой пары, находящейся в нормальном состоянии

Основными гармониками на таком спектре обычно являются первая, оборотная F_1 и вторая $2 \cdot F_1$ гармоника оборотной частоты контролируемого вала, вызываемые обычными механическими проблемами (небаланс, расцентровка и т.д.) от вала, на подшипнике которого производится измерение вибрации.

Амплитуда гармоники на частоте зубозацепления $F_{зп}$ обычно очень чувствительна к нагрузке. Высота пика частоты $F_{зп}$ на спектре зависит от достаточно многих параметров, основными из которых можно считать:

- техническое состояние зубчатой пары;
- качество, достаточность и чистота смазочного масла;
- загрузка зубчатой пары нагрузочным моментом, передаваемым от двигателя в исполнительный механизм.

Наиболее важным вибродиагностическим показателем появления общего износа зубчатых пар является появление в спектре вибросигнала сначала одной пары, а затем и целого ряда мелких боковых гармоник, интервалы между которыми в значительной степени заполняются уровнем "белого шума".

По мере того, как процессы износа в зубчатой паре будут все более прогрессировать, все более явно выраженными будут становиться пики боковых гармоник частоты зубозацепления. При дальнейшем износе будет расти амплитуда "белого шума", которая, при дальнейшем развитии дефектов, может сравниться по амплитуде с гармоникой зубозацепления и с боковыми гармониками.

Рассмотрим два спектра вибросигналов, соответствующих зубчатой паре со следующими параметрами:

- частота вращения входного вала – 10 Гц;
- частота вращения выходного вала – 30 Гц;
- число зубцов входного вала – 36;
- число зубцов выходного вала – 12.

Первый спектр показан на рисунке 4.3 и соответствует начальной фазе появления и развития наиболее распространенного дефекта зубозацепления – износа зубчатого колеса входного вала.

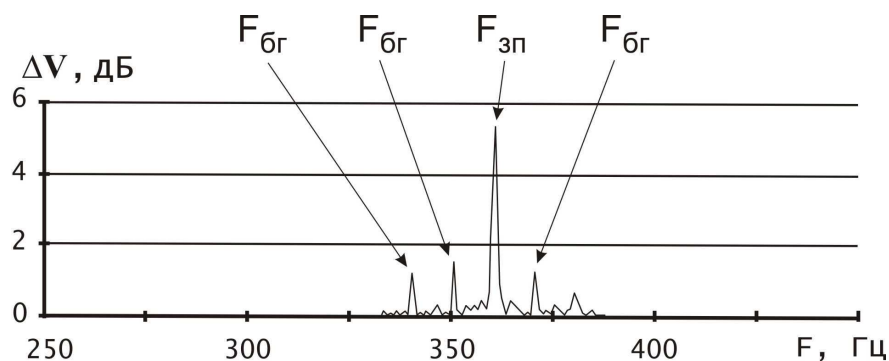


Рисунок 4.3 – Спектр вибрации зубчатой пары с дефектом на входном валу

Этот дефект проявляется на спектре вибросигнала в виде появления трех боковых гармоник $F_{6г}$ (не парных), сдвинутых от основной частоты зубозацепления $F_{зп}$ (360 Гц) на интервал, равный обратной частоте вращения входного вала.

Три эти боковые гармоники хорошо видны на спектре вибросигнала в виде явно выраженных пиков. Четвертая боковая гармоника на частоте 380 Гц носит характер не явно выраженный, хотя, при желании, ее можно дифференцировать в общем шуме.

На спектре рисунка 4.4 показан аналогичный дефект, но расположенный уже на выходном, более быстроходном валу. Как видно из спектральной картины этот дефект является значительно более сильно развитым. Хорошо видно, что при сохранении общей картины проявления дефекта изменился частотный шаг между боковыми гармониками и частотой зубозацепления. Теперь он равен не 10 Гц, как на рисунке 2, а составляет уже 30 Гц.

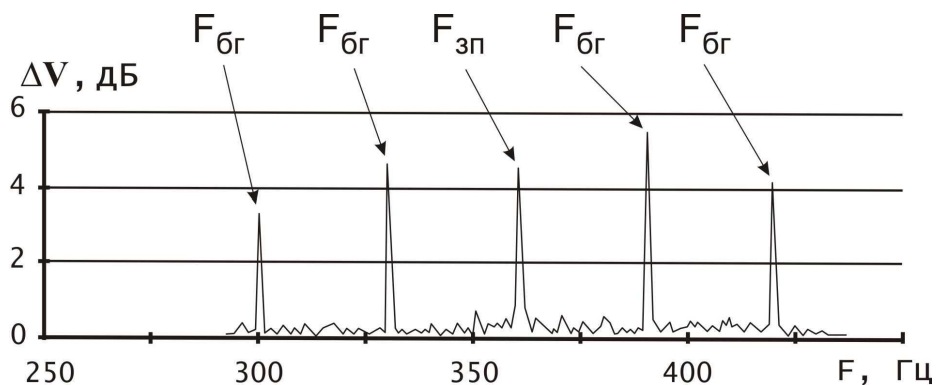


Рисунок 4.4 – Спектр зубчатой передачи с дефектом на выходном валу

Достаточно часто на спектрах вибросигналов от зубчатых пар присутствуют гармоники от "биений" боковых частот разных валов. Это выражается в присутствии новых боковых гармоник, удаленных от пика гармоники частоты зубозацепления на величину dF , равную сумме или разности частот вращения входного и выходного вала. В приведенном примере это частоты 20 и 40 Гц.

Сравнительно частой причиной повышенной вибрации зубчатых пар является дефект, который можно назвать "шестеренный эксцентриситет". Под таким дефектом следует понимать неправильную посадку зубчатого венца на вал, изгиб вала шестерни, не параллельность валов зубчатой пары или какой-либо другой дефект, приводящий к эксцентриситету зубчатого венца шестерни относительно истинного центра вращения зубчатого вала.

На спектре вибрации такой дефект, вне зависимости от его первопричины, проявляется в виде совокупности достаточно большого количества боковых полос вблизи частоты зубозацепления, более четырех, разделенных на частотный шаг, равный оборотной частоте вала с дефектной, эксцентричной шестерней. При этом на спектре создается впечатление, что вершины амплитуд боковых гармоник "модулированы" каким - то колебанием другой частоты. Общее число боковых гармоник в спектре может достигать нескольких десятков.

На рисунке 4.5 показан такой спектр вибрации, зарегистрированный на выше описанной зубчатой паре.

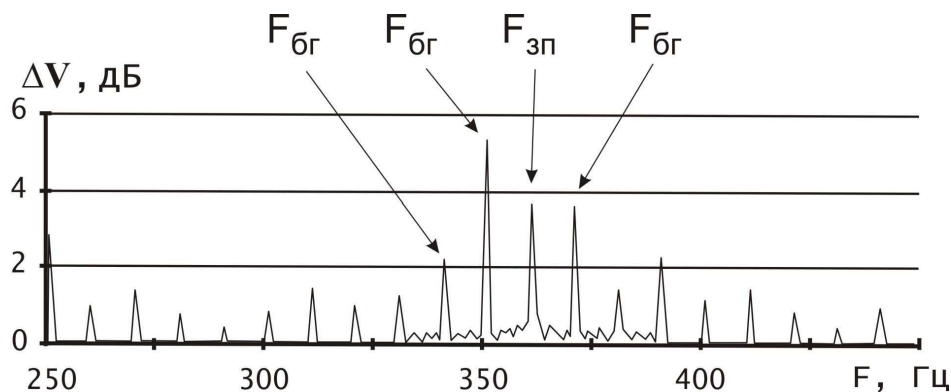


Рисунок 4.5 – Спектр вибрации зубчатой пары с шестеренным эксцентриситетом

Здесь имеет место дефект подшипника входного вала - шестеренный эксцентриситет. Анализируя данный спектр можно сделать выводы:

- четко видно, что дефект расположен на входном валу (шаг по частоте боковых гармоник равен частоте входного вала – 10 Гц);
- дефект вступил в стадию сильного развития – амплитуды боковых гармоник достаточно велики;
- редуктор нуждается в тщательном осмотре, ревизии, ремонте.

Исходя из вышеизложенного Украинской академией коммунального хозяйства совместно с Украинской академией железнодорожного транспорта был создан и внедрен в моторвагонном депо и электродепо метрополитена вибродиагностический комплекс. Схема вибродиагностического комплекса представлена на рисунке 4.6.

Вибродиагностический комплекс включает в себя:

- переносной анализатор спектра вибрации (сборщик данных);
- вибродатчики;
- электронный тахометр;

- персональный компьютер;
- программное обеспечение управления базой данных, представляющее собой автоматизированное рабочее место инженера-диагноста вместе с программным обеспечением для автоматизированной диагностики и отработки диагностических алгоритмов.

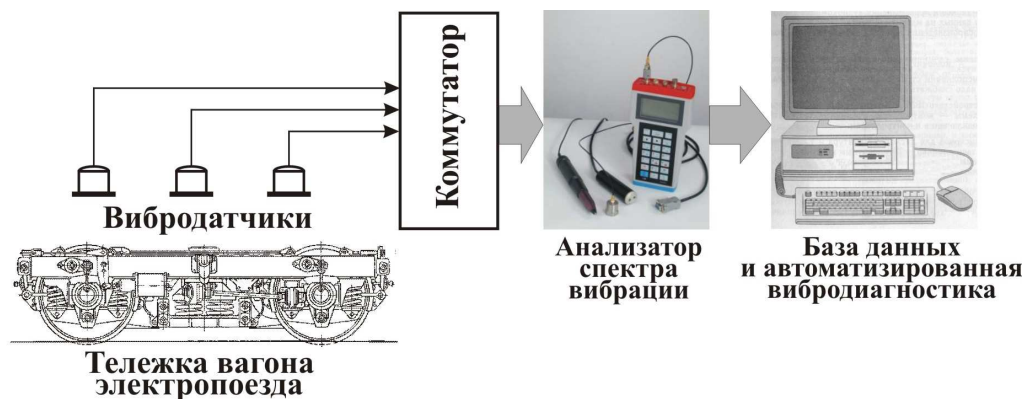


Рисунок 4.6 – Общий вид вибродиагностического комплекса

Анализатор спектра вибрации представляет собой миниатюрный многофункциональный прибор, предназначенный для виброконтроля, балансировки и вибродиагностики. Он обеспечивает выполнение следующих функций:

- измерение параметров вибрации (виброускорения, виброскорости, виброперемещения);
- спектральный анализ вибрации;
- анализ спектра огибающей вибросигнала (для обнаружения и идентификации зарождающихся дефектов);
- измерение амплитудно-фазо-частотных характеристик вибрации механизма при режимах разгона / выбега;
- выполнение необходимых измерений и расчётов для выполнения динамической многоплоскостной балансировки механизмов на месте их установки, на эксплуатационных режимах;
- измерение уровня высокочастотной вибрации (31кГц), создаваемой ударными импульсами в работающих механизмах;
- бесконтактное измерение скорости вращения.

Программное обеспечение работает с минимальным участием оператора (оператор может при необходимости вручную откорректировать опорную частоту для правильного расчета характерных частот) и выделяет из полученных спектров нужные спектральные полосы, определяет их амплитуды, общие уровни, анализирует их соотношение, формирует

диагностические табло и технические заключения. Программа автоматически формирует истории различных дефектов, сохраняет результаты всех проведенных диагностирований, строит тренды развития неисправностей и изменения характерных спектральных полос. По результатам диагностики автоматически формируется отчет.

При этом в процессе вибродиагностики выявляются следующие повреждения:

- зубчатого зацепления;
- узла вала малой шестерни;
- опорного подшипника (опорного стакана) тягового редуктора;
- подвески редуктора;
- резино-кордовой муфты.

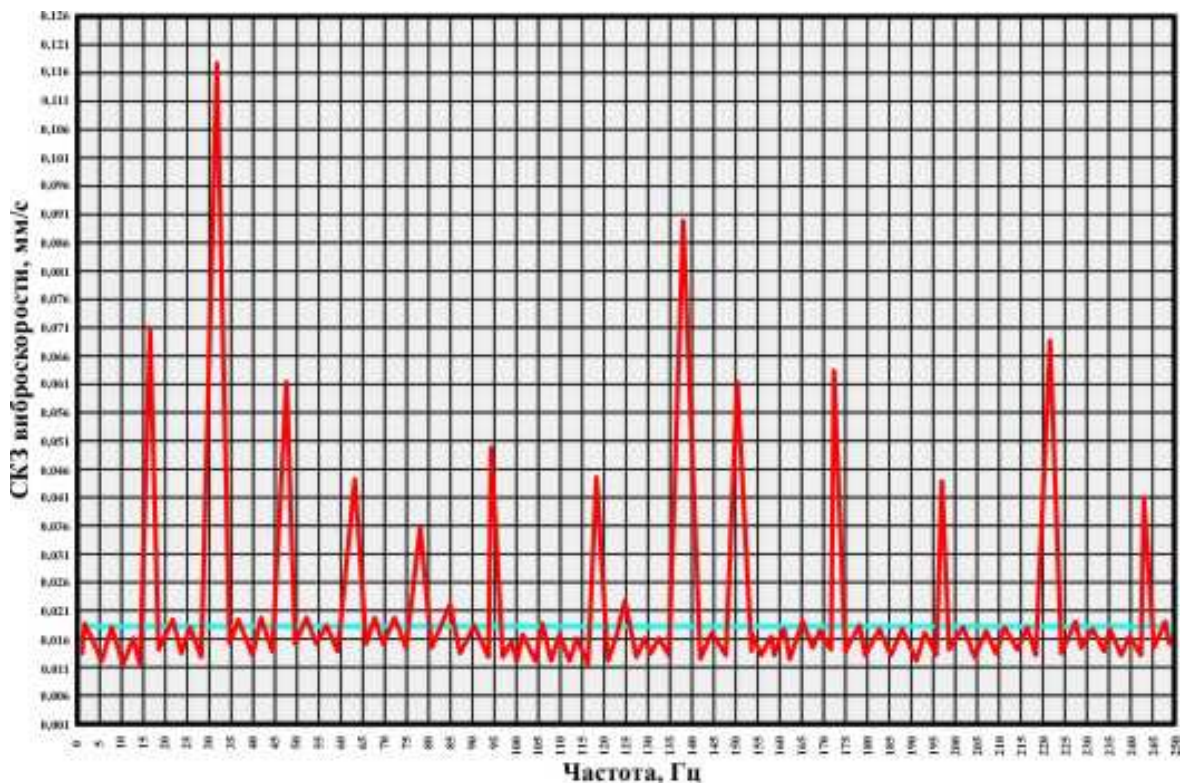


Рисунок 4.7 – Спектр дефекта в зубчатой передаче тягового привода

Для записи вибросигналов тягового привода электропоезда на его корпус в определенных местах устанавливаются датчики (рис. 4.6). Колесная пара вывешивается гидравлическими домкратами. К моторному вагону подключается источник внешнего питания и осуществляется раскрутка тягового привода. Частота вращения контролируется с помощью анализатора спектра. При достижении равномерной частоты вращения производится запись вибросигнала. После записи полученная информация через

специальный адаптер вводится в компьютер, где и производится ее обработка.

В качестве примера на рисунке 4.7 показан спектр, обработанный программой, с дефектом в зубчатой передаче (радиальное биение зубьев колеса и венца малой шестерни более 0,08 мм).

В период опытной эксплуатации было продиагностировано более 400 тяговых приводов. При этом выявлено 19 неисправностей браковочного уровня, требующего выкатки колесно-моторного блока и его ремонта в колесном цехе. Кроме того, было выявлено около 47 неисправностей, устранение которых было произведено без выкатки. Это добавление или замена смазки, подтяжка крепежа, регулировка или замена некоторых деталей подвески редуктора.

4.3 Статистические методы определения допустимой вибрации

В зависимости от диагностической модели решение о состоянии машины может быть получено методами [8]:

- регрессии (кривая выживания);
- распознавания схем работы;
- коэффициента прогнозирования;
- статистических решений.

Из перечисленных методов регрессии и метод статистических решений требуют для описания состояния машины определения допустимого значения вибрации L_n [6].

Однако, в большинстве случаев определение L_n путем прямого диагностического эксперимента невозможно из-за высокой стоимости работ. Другой путь решения этой задачи заключается в проведении пассивного диагностического эксперимента по результатам исследований большого числа работающих машин. Тогда на основании известного распределения уровня вибрации L_0 можно определить ее предельное значение L_n с конечной вероятностью, при которой не превышает заданный минимальный уровень A и не требуется ремонт изделия

$$P(L_0 > L_n) \leq A. \quad (4.14)$$

В работе [8] предложено более сложное решение задачи путем определения риска применения диагностики в вероятностном смысле посредством ввода понятия хорошего состояния P_x и дефектного P_δ . В

данном варианте получить численное значение плотности вероятности дефекта машины представляется сложным. Поэтому эти методы для расчета L_n в вибрационной диагностике трудно использовать. Однако, если на работающей машине определить L_0 и затем по статистической теории решения Наймана–Пирсона рассчитать предельную величину L_n как случайную переменную величину по неравенству Чебышева, то можно оценить L_n на основании усредненного значения \bar{L} и их среднего квадратического отклонения σ_L , полученных на группе работающих машин.

Статистический подход определения L_n дает два пути. Первый основан на текущих показаниях вибрации машин, находящихся в хорошем состоянии, с определением L_n для вероятности, не превышающей заданный нижний уровень A

$$P(L) L_n \leq A. \quad (4.15)$$

Таким образом, минимизируется уровень не нужного ремонта машины. Однако использование этого метода ограничивается тем, что не учитывается влияние на показатель вероятности хорошего состояния машины P_x в зависимости от технического обслуживания.

Второй путь основан на статистической теории решения Наймана–Пирсона, согласно которой, зная лишь вероятностную плотность вибрационного сигнала $P(L)$, полученного при пассивном эксперименте на машинах, находящихся в хорошем состоянии минимизируется вероятность выхода из строя машины путем определения оптимального значения заранее заданного уровня не нужного ремонта A для L_n .

Уравнение Наймана–Пирсона для предельной величины можно записать следующим образом

$$P_x = \int_{L_n}^{\infty} P(L) dL = A \quad (4.16)$$

т. е. общая вероятность ложной тревоги $P_x \int_{L_n}^{\infty} P(L) dL$ должна равняться заданному допускаемому уровню L_n ремонта A .

Для оценки точности L_n , полученной двумя подходами и необходимо определить среднее значение уровня вибрации \bar{L} и значение среднего квадратического отклонения σ_L из выражений

$$\bar{L} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N L_n, \quad (4.17)$$

и

$$\sigma_L = \left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N L_n^2 - \bar{L}^2 \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (4.18)$$

где N – общее число машин, $n = 1, 2, \dots, N$.

Преобразуем выражение (4.16)

$$P_x \int_{L_n}^{\infty} P(L) dL = P_x P(L \geq L_n) = A. \quad (4.19)$$

Здесь интегральное выражение означает вероятность превышения L_0 предельного значения L_n .

Это односторонняя конечная вероятность может быть оценена по неравенству Чебышева или его обобщению для положительных случайных переменных

$$P(L \geq L_n) \leq \frac{\bar{L}}{L_n} \quad (4.20)$$

Подставив (4.20) в выражение (4.19), получим

$$\frac{L_n}{\bar{L}} \leq \frac{P_x}{A} \quad (4.21)$$

или

$$L_n \leq \frac{\bar{L} P_x}{A} \quad (4.22)$$

Из уравнения (4.22) видно, что предельная величина L_n прямо пропорциональна среднему значению \bar{L} , полученному для группы машин, находящихся в хорошем состоянии, аналогично уровню годности P_x . Замена в уравнении Наймана–Пирсона (4.16) на (4.17) дает

$$\frac{L_n}{\bar{L}} \leq 1 + \frac{\sigma_L}{\bar{L}} \sqrt{\frac{P_x}{2A}}, \quad (4.23)$$

или

$$\frac{L_n - \bar{L}}{8\sigma_L} \leq \sqrt{\frac{P_x}{2A}} \quad (4.24)$$

Таким образом, мы имеем новую оценку L_n для того же отношения $\frac{P_x}{A}$.

Предварительно заменив знаки неравенства на знаки равенства в выражениях (4.21) и 4.24), мы можем проиллюстрировать (рис. 4.8), оценку L_n , полученную по этим выражениям.

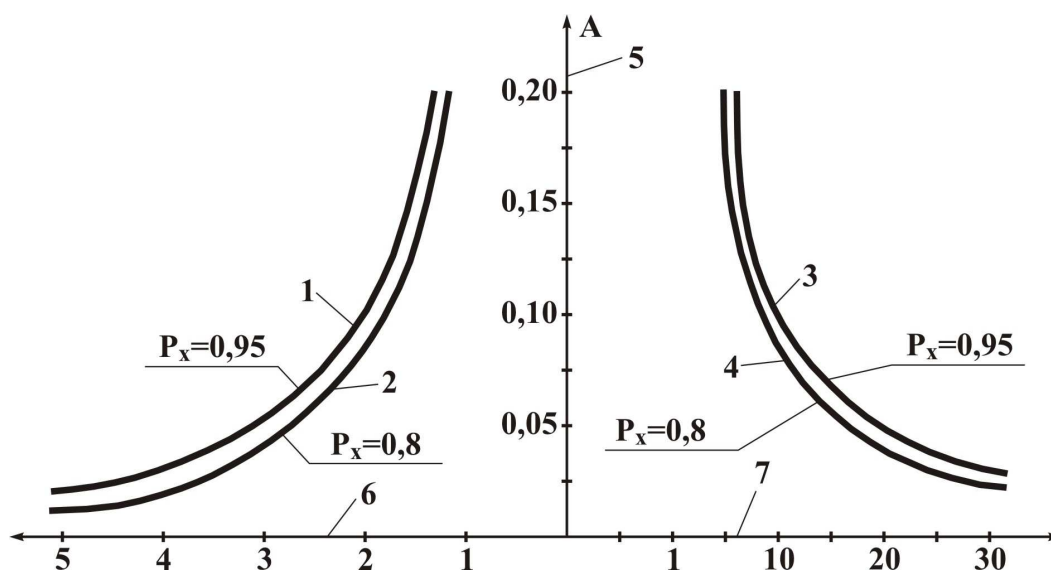


Рисунок 4.8 – Графики оценки предельных значений вибрации

На рисунке 4.8 кривые 1,2 получены на основании вычислений по уравнению $\frac{L_n - \bar{L}}{\sigma_L} \leq \sqrt{\frac{P_x}{2A}}$, кривые 3,4 – по уравнению $\frac{L_n}{\bar{L}} \leq \frac{P_x}{A}$. По оси 5 отложена допустимая вероятность ремонта $A=P_x$. По оси 6 отложены значения нормируемых величин предельного значения, полученные на основании соотношения $\frac{L_n - \bar{L}}{\sigma_L}$. По оси 7 отложены нормируемые величины предельных значений увеличения вибрации, полученные на основании соотношения $\frac{L_n}{\bar{L}}$.

Из правой стороны графиков, рис.4.8, следует, что L_n на порядок больше усредненной величины \bar{L}_n , т.е. $L_n = (5...30)\bar{L}$, в то время, как из левой части следует, что L_n всего в несколько раз (1,5...4) превышает \bar{L} .

Полученные выводы отличаются от полученных в работе [8], в которой анализируется такой же математический подход в использовании статистической теории, решение Наймана–Пирсона, к определению предельных значений вибрации. В работе [8] полученный результат определения предельной величины, рисунке 4.8 справа "не подходит" для

виброакустической диагностики, так как полученные величины очень большие.

4.4 Выделение тренда

Совокупность значений уровня вибрации механизма, измеренной в течение какого-либо интервала времени, представляет собой временный ряд

$$L_k = \tilde{L}(t_k) + l_k \quad (4.25)$$

Детерминированная, медленно изменяющаяся компонента $\tilde{L}(t_k)$, определяет тренд и выделяется по значениям уровня вибрации l_k , измеренной в момент времени t , путем анализа временного ряда, длина которого в зависимости от способа измерения может быть разной. Случайная компонента l_k , характеризующая отношение "сигнал/шум", зависит от рода помех при измерении вибрации в момент времени t_k .

Для выделения тренда необходимо убедиться, что упорядоченная последовательность результатов контроля вибрации является не следствием измеренной одной и той же случайной величины, соответствующей неизменному техническому состоянию механизма, а следствием статически независимых измерений некоторой случайной величины. Фактически необходимо провести проверку стационарности процесса изменения технического состояния механизма.

Методика проверки стационарности состоит в вычислении статистики критерия, сравнении с критическим значением для нулевой гипотезы и дальнейшем принятии решения – "отвергнуть" или "принять" гипотезу.

Согласно [8] временной ряд можно считать состоящим из реализации случайных величин, если выполняются два условия:

- длина наибольшей серии

$$K_{\max} < 3,3 \lg(n+1), \quad \text{где } n = 1, 2, 3, \dots; \quad (4.26)$$

- количество серий

$$\vartheta > 0,5(n+1+1,96\sqrt{n-1}) \quad (4.27)$$

Более строгим способом проверки стационарности вибрационного процесса являются методы сравнения средних значений или критерии сдвига, в частности, – критерий Стьюдента.

Схема применения критерия основана на оценке среднего значения m'_1 и m'_2 двух сопоставляемых участков реализации и формировании меры их различия $\Delta m = f(m'_1, m'_2)$.

В частном случае исследуется отличие оценки среднего от некоторого значения m_0 . Тогда вместо оценки m'_2 используется величина m_0 . Нулевая гипотеза состоит в том, что $m'_1 = m'_2$ или $m'_1 = m_0$, а альтернативы могут быть разные: утверждение, что $m'_1 \neq m'_2$ ($m'_1 \neq m_0$) или неравенство $m'_1 \geq m'_2$ (дрейф среднего значения "вверх" или "вниз"). Для нормального процесса распределения величины Δm известно и поэтому может быть задано критическое значение $Z(\vartheta, p')$, определяющее допустимое отклонение средних. Критическое значение выбирается согласно t – распределению Стьюдента с ϑ – степенями свободы $Z(\vartheta, p') = Z_t(\vartheta, p')$. Вид распределения и параметр p' , зависящий от доверительной вероятности P_d , определяется формулировкой нулевой гипотезы и альтернативы.

Перед сравнением с $Z(\vartheta, p')$ величина Δm нормируется параметром S , характеризующим разброс и зависящим от объема выборок и оценок S_{x1} и S_{x2} или параметров S_{x1} и S_{x2} , если они известны.

Таким образом, проверка гипотезы о среднем состоит в проверке неравенства [8]

$$\frac{\Delta m}{S} > Z(\vartheta, p') \quad (4.28)$$

Значения Δm и S определяются расчетами, а критические значения $Z(\vartheta, p')$ – по графикам.

Если имеется ряд с числом членов n , его разбивают произвольно на две части с числом точек m и $n - m$. Для каждой части подсчитывают эмпирические средние значения

$$\bar{L}_1 = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m L_i; \quad (4.29)$$

$$\bar{L}_n = \frac{1}{n - m} \sum_{i=m+1}^n L_i; \quad (4.30)$$

и средние квадратические отклонения

$$S_1^2 = \frac{1}{m - 1} \sum_{i=1}^m (L_i - \bar{L}_1)^2, \quad (4.31)$$

$$S_n^2 = \frac{1}{n-m-1} \sum_{i=m+1}^m (L_i - \bar{L}_n)^2. \quad (4.32)$$

Сравнивают средние значения. Их различие признается значимым (не случайным), если

$$|t| = \frac{|\bar{L}_n - \bar{L}_1|}{\sqrt{mS_1^2 + (n-m)S_n^2}} \sqrt{m(n-m)(n-2)/n} \quad (4.33)$$

превысит табличное значение коэффициента Стьюдента для доверительной вероятности P и числа степеней свободы $n-2$, т.е.

$$|t| > t(p, n-2) \quad (4.34)$$

Под выполнением тренда понимается отыскание аналитической зависимости, наиболее точно соответствующей детерминированной составляющей временного ряда, или построение функции регрессии членов ряда на время. Для этого используется метод наименьших квадратов посредством минимизации суммы квадратов разностей значений функции регрессии и членов временного ряда. При выборе вида функции учитываются физические основы рассматриваемого процесса с использованием линейных зависимостей, полиномов различных степеней, экспоненты и т.д. Здесь следует, стремиться, не в ущерб физическому смыслу, к максимальному упрощению зависимости.

Исследования показали, что в период нормальной эксплуатации машин до начала аварийного разрушения абсолютные значения вибрации механизмов растут экспоненциально. При измерении вибрации в логарифмической шкале зависимость уровней вибрации в дБ от времени получается линейной. Это позволяет принять линейный тренд.

Тогда уравнение

$$\tilde{L}_k = at_k + b \quad (4.35)$$

можно записать в виде

$$\tilde{L}_k = \bar{L} + a(t_k - \bar{t}), \quad (4.36)$$

где \tilde{L}_k и \bar{L} – текущие и средние значения уровней вибрации механизма, дБ;

t_k и \bar{t} – текущие и средние значения временного интервала.

При измерении равноточных значений уровней вибрации

$$\bar{L} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N L_k, \quad (4.37)$$

где N – число измерений.

Средние значения временного интервала \bar{t} и коэффициент a определяются как

$$\bar{t} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N t_k; \quad (4.38)$$

$$a = \frac{\bar{L} - \bar{L}_{\bar{t}}}{\bar{t}^2 - (\bar{t})^2}, \quad (4.39)$$

где

$$\bar{L}_{\bar{t}} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N L_k t_k; \quad (4.40)$$

$$\bar{t}^2 = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N t_k^2. \quad (4.41)$$

В случаях, когда наблюдается серия измерений уровней вибрации с повышенной или сниженной погрешностью из-за флуктуации режима работы механизма, при расчетах величин \bar{L} и $\bar{L}_{\bar{t}}$ учитывают весовой коэффициент измерений ω_k , принимая его обратно пропорциональным дисперсии измерений вибрации [6].

При аварийном разрушении механизма линейная зависимость вибрации в дБ от времени нарушается, поэтому тренд ищется в виде сложной функции, однако рекомендуется ограничиться полиномом не выше второй степени.

После нахождения уравнения тренда следует определить доверительные интервалы. Полученное по методу наименьших квадратов уравнение регрессии описывает зависимость усредненных уровней вибрации от времени, поэтому результаты измерений вибрации рассеяны около линии регрессии. Мерой рассеяния является дисперсия отклонений от данной линии, равная сумме квадратов отклонений, деленной на число степеней свободы.

В случае регрессии

$$S^2 = \sum_{k=1}^n \frac{t_k^2}{n-2}, \quad (4.42)$$

где t_k – отклонение фактического значения от вычисленного по уровню регрессии;

n – число измерений (здесь, поскольку две степени свободы теряются при определении параметров уравнения прямой, число степеней свободы принимается равным $n-2$).

Ввиду того, что расчеты ведутся по данным ограниченной выборки, коэффициенты a и b определяются с некоторой погрешностью. Ошибки в определении коэффициента b приводят к сдвигу линии регрессии в вертикальном направлении, а коэффициента a – к изменению угла наклона этой линии.

Таким образом, дисперсия уровня вибрации, вычисляемая по уравнению регрессии (тренда), складывается из двух компонентов, определяющих сдвиг и поворот прямой (рис. 4.9).

$$S_L^2 = \frac{S^2}{n} + \frac{S^2(t_k - \bar{t})}{\sum_{k=1}^n (t_k - \bar{t})^2} = s^2 \left[\frac{1}{n} + \frac{(t_k - \bar{t})^2}{\sum_{k=1}^n (t_k - \bar{t})^2} \right]. \quad (4.43)$$

С учетом рассеяния дисперсии вокруг линии регрессии в суммарное значение необходимо включить

$$S_L^2 = S^2 \left[1 + \frac{1}{n} + \frac{(t_k - \bar{t})^2}{\sum_{k=1}^n (t_k - \bar{t})^2} \right]. \quad (4.44)$$

Доверительные интервалы для прогнозов конкретных уровней вибрации определяются как

$$\bar{L} = \tilde{L} \pm t(p) \cdot S_L, \quad (4.45)$$

где $t(p)$ – статистика Стьюдента для $n-2$. степеней свободы.

Теперь необходимо проверить функцию регрессии, описывающую тренд на адекватность реальному физическому процессу. Адекватность имеет место, если дисперсия, вносимая трендом, значительно превышает дисперсию случайной компоненты процесса.

Наиболее распространенным способом проверки надежности аппроксимации тренда построенной функцией регрессии является проверка по критерию Фишера [6]

$$F = \frac{n-p}{p-1} \frac{\sum_{k=1}^n (\tilde{L}_k - \bar{L})^2}{\sum_{k=1}^n (L_k - \tilde{L}_k)^2}, \quad (4.46)$$

где \bar{L} – среднее значение уровней вибрации в рассматриваемой совокупности;

\tilde{L} – уровень вибрации, рассчитанный по уравнению регрессии;

L_k – экспериментальные текущие значения;

P – число степеней свободы полинома в уравнении регрессии.

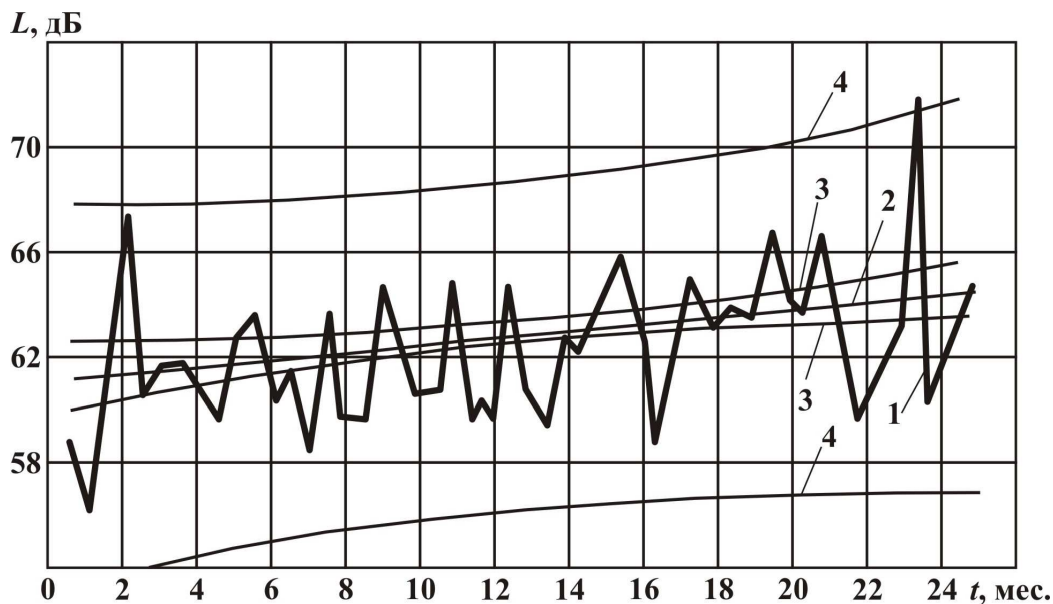


Рисунок 4.9 – Тренд и доверительные интервалы результатов измерения вибрации возле малой шестерни тягового редуктора

*1 – результаты измерений; 2 – доверительные границы тренда;
3, 4 – доверительные границы прогнозных значений*

Функция регрессии $\bar{L}_k = f(t_k)$ принимается адекватной анализируемому процессу с уровнем значимости q при условии, что статистика F превосходит табличное значение коэффициента Фишера для степеней свободы $(P-1, n-p)$ и уровень зависимости q .

Данный подход по прогнозированию остаточного ресурса по уровню вибрации был положен в основу алгоритма распознавания для автоматизированной системы диагностирования тяговых редукторов электропоездов.

4.5 Определение ресурса тяговой передачи по вибрационным характеристикам

Для прогнозирования технических показателей ресурса предполагают, что износ сопряжения деталей в период нормального их функционирования прямо пропорционален наработке. В этом случае, зная нормальный и предельный размеры детали, начальное и предельное значение зазора (т. е. структурные параметры диагностирования) можно прогнозировать технические показатели ресурса, такие, как полный технический ресурс T_n , фактически отработанный ресурс T_ϕ и остаточный ресурс T_o (рис. 4.10).

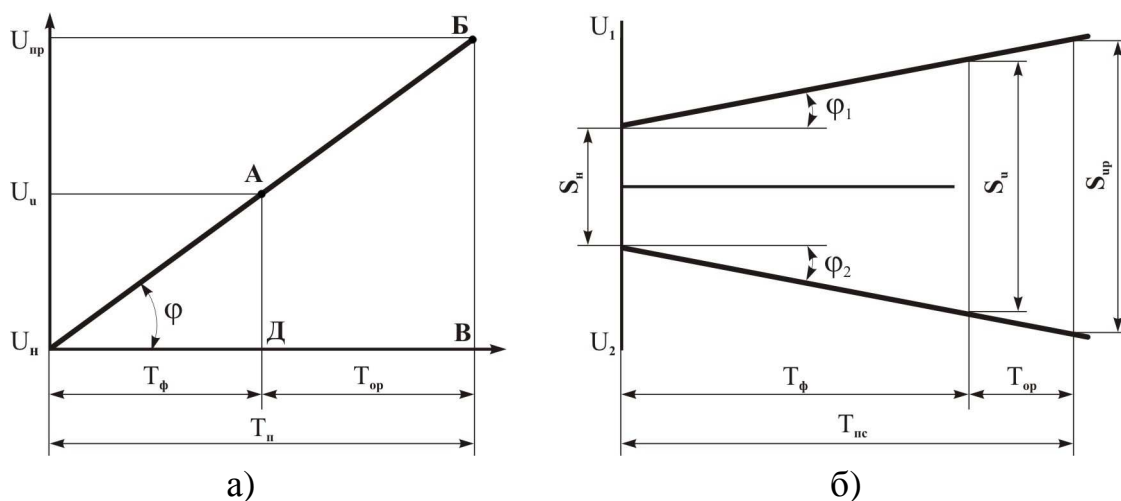


Рисунок 4.10 – Определение технических показателей ресурса детали (а) и сопряжения (б)

T_ϕ – фактически отработанный ресурс детали (сопряжения);
 T_{op} – остаточный ресурс; T_n – полный технический ресурс;
 U_u , S_u – измеренные величины износа и зазора

Полный технический ресурс детали определяется из зависимости [6]

$$T_n = \frac{U_{np} - U_n}{tg \varphi}, \quad (4.47)$$

где U_{np} – предельный размер детали;

U_n – номинальный размер детали;

$tg \varphi = V_g$ – средняя скорость изнашивания детали или сопряжения.

Соответственно технический ресурс сопряжения деталей будет равен

$$T_{nc} = \frac{S_{np} - S_u}{V_c}, \quad (4.48)$$

где S_{np} – предельное значение зазора;

S_u – наибольший начальный зазор по чертежу;

$V_c = V_{g1} + V_{g2}$ – средняя скорость изнашивания (здесь V_{g1} и V_{g2} соответственно средние скорости изнашивания охватывающей и охватываемой поверхностей).

Величину остаточного ресурса можно определить из следующих уравнений.

Для детали

$$T_{op} = \frac{U_{np} - U_u}{V_g}. \quad (4.49)$$

Для сопряжений

$$T_{op} = \frac{S_{np} - S_u}{V_c}, \quad (4.50)$$

где U_u, S_u – соответственно измерение величины износа и зазора.

Величины $T_{ост}$ и T_n – неоднозначны и носят вероятностный характер, поэтому, задаваясь доверительной вероятностью (α) и законом распределения, определяют верхнюю T_{α}^e и нижнюю T_{α}^n доверительные границы рассеивания. Тогда для закона распределения Вейбулла-Гнеденко и коэффициента вариации ν можно записать

$$T_{op}^n = \frac{H_{\kappa}}{\alpha} \alpha_n \frac{\nu T_{ост}}{c_{\theta}}, \quad (4.51)$$

$$T_{op}^e = \frac{H_{\kappa}}{\alpha} \alpha_{\theta} \frac{\nu T_{ост}}{c_{\theta}}, \quad (4.52)$$

где $\frac{H_{\kappa}}{\alpha}$ – квантиль распределения Вейбулла-Гнеденко;

$\alpha_{\theta}, \alpha_n$ – принятая доверительная вероятность для границ рассеивания остаточного ресурса;

c_{θ} – коэффициент, зависящий от Г-гамма функции.

Если исходить из представлений, что в процессе эксплуатации машина подвергается физическому износу непрерывно, т.е. износ характеризуется непрерывной функцией времени, нарастающей по мере увеличения срока эксплуатации, то и вибрация изменяется пропорционально износу

$$L \approx U, \quad (4.53)$$

где L – уровни вибрации;
 U – износ.

Широко известно, что техническое состояние механизмов, состоящих из множества деталей и сопряжений, не является равноресурсным даже для однотипных деталей одинаковой наработки

Определить периодичность контроля технического состояния, полный и остаточный ресурс механизма несложно, если изменение вибродиагностических и структурных параметров состояния составных частей представить линейной зависимостью

$$\bar{L} = \Delta L \cdot t, \quad (4.54)$$

где t – наработка;
 ΔL – скорость возрастания вибрации.

Для реализации такого подхода возможно два пути.

Первый путь – осуществление непрерывного контроля изменений параметров вибрации диагностируемого объекта встроенными бортовыми и стационарными системами с тем, чтобы указать время, когда скорость потери работоспособности достигает критической величины. Трендовая характеристика диагностического параметра вибрации позволяет обнаружить зарождение дефекта, а предельно допустимые значения вибрации – прогнозировать момент наступления катастрофических изменений технического состояния. Это обеспечивает возможность планирования профилактических, регулировочных работ или срока физически обоснованного ремонта.

Второй путь – периодический контроль вибрационных характеристик объекта диагностирования внешней переносной аппаратурой. Диагностика состояния машин по текущим периодическим измерениям вибрации заключается в определении среднего и средних квадратических отклонений по повторным измерениям и сравнении полученных значений с опорными и предельными, выбранными в начальный период эксплуатации для каждой из рассматриваемых частотных полос. При этом, прогнозирование остаточного ресурса механизма по изменению опорных уровней вибрации по времени наработки сводится к экстраполяции найденного тренда.

Для диагностирования тяговых передач электропоездов был выбран второй путь, который заключался в следующем.

При известных начальном L_0 и предельном приращении вибрации ΔL_n , отсутствии сведений о наработке узла с начала эксплуатации значения предполагаемой максимальной наработки t_{max} и время остаточного ресурса t_{op} определялись следующим образом.

Как минимум проводилось два измерения вибрации L_1 и L_2 в контрольной точке тяговой передачи через определенный промежуток времени наработки Δt_1 .

Из рисунка 4.11 видно, что $\Delta L_1 = L_2 - L_1$ и $\Delta t_1 = t_2 - t_1$.

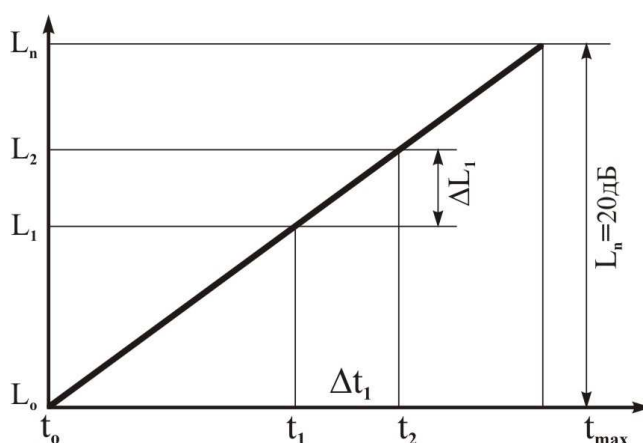


Рисунок 4.11 – Определение ресурса и периодичности контроля технического состояния тяговой передачи

При этом значения параметров определялись как

$$a = \frac{\Delta L}{20}, \quad (4.55)$$

$$t_{max} = \frac{t_2 - t_1}{a} = \frac{\Delta t_q}{a}, \quad (4.56)$$

$$t_2 = \frac{t_{max} (L_2 - L_0)}{20}, \quad (4.57)$$

$$t_{o.p} = t_{max} - t_2, \quad (4.58)$$

$$t_{o.p} = \frac{t_{max} (L_n - L_2)}{20}. \quad (4.59)$$

При этом значение структурного параметра определялось из выражений

$$U_{тек} = v_g \cdot \frac{t_{max} (L_2 - L_0)}{20}, \quad (4.60)$$

$$S_{тек} = v_c \cdot \frac{t_{max} (L_2 - L_0)}{20}, \quad (4.61)$$

Предлагаемая методика позволяет по одной или двум измерениям вибрации определить текущее техническое состояние механизма, его структурные параметры, прогнозировать остаточный ресурс.

Таким образом, вопрос о периодичности измерений можно свести к следующему. При зафиксированном времени начала эксплуатации проводится одно измерение с целью определения a , t_{\max} , t_0 , а периодичность контрольных замеров вибрации с целью проверки соответствия прогнозных значений с фактическими значениями диагностического параметра производятся с учетом режимов эксплуатации объекта диагностирования. При этом \min и \max периодичность Π контроля технического состояния тяговой передачи определяется на основе статистических данных

$$\Pi_{\min} = 0,2t_{c.p.}, \quad (4.62)$$

$$\Pi_{\max} = 0,75t_{c.p.}, \quad (4.63)$$

где $t_{c.p.}$ – средний ресурс тяговой передачи.

При неизвестном времени начала эксплуатации проводятся два измерения через фиксированный промежуток времени с целью определения a , t_{\max} , $t_{o.p.}$, а по достижению t_{\max} производятся контрольные измерения вибрации для проверки соответствия прогнозных значений фактическим.

Максимальная периодичность при появлении средних и сильных дефектов на участке Б. В. (рис. 4.11)

$$\Pi_{\max} = \frac{t_{\max} - t_i}{2}, \quad (4.64)$$

$$\Pi_{\min} = \frac{t_{c.p.} - t_i}{2}, \quad (4.65)$$

где t_i – наработка на момент проведения измерения.

На основании данной методики, при диагностировании тяговых передач электропоездов определялась периодичность их проведения, а также величина остаточного ресурса основных сопряжений.

4.6 Особенности регистрации и накопления эксплуатационных параметров

Повышение уровней эффективности эксплуатации подвижного состава и безопасности движения относятся к числу актуальнейших задач, решаемых службами железных дорог. Разработка режимных карт вождения поездов и

их соблюдение, контроль технического состояния узлов подвижного состава и систем, взаимодействующих с ним являются, важными составляющими технологически сложной эксплуатационной работы.

Для исследования параметров двигательных установок локомотивов, параметров движения поездов в различных режимах (например, при определенном весе поезда, конкретном профиле пути и т. д.) используются мобильные измерительные системы, которые устанавливаются в специальных динамометрических вагонах-лабораториях или локомотивах. Эти компьютерные системы имеют широкие функциональные возможности, позволяющие осуществлять сложные измерения и обработку информации для определения режимов движения, целесообразных с технической и экономической точек зрения, а также удовлетворяющих требованиям безопасности. В то же время такие системы сложны, дороги и требуют подготовленного персонала для их использования. Оснащать подобными системами многие единицы подвижного состава невозможно, хотя для определения ряда показателей, например, норм расхода топлива, электроэнергии важна статистика по локомотивному парку.

Кроме того, необходимо подчеркнуть еще одну важную особенность. Наиболее сложной задачей при организации эксплуатационных испытаний новых и уже эксплуатирующихся локомотивов, а также их элементов является выбор условий и режима работы. Поскольку локомотивы используются в весьма разнообразных условиях, различным образом и с различной интенсивностью, необходимо выбрать такой вариант (или несколько вариантов) испытаний, который позволил бы уверенно судить о надежности конструкции в определенных условиях их использования – наиболее частых или наиболее тяжелых. По экономическим причинам и вследствие ограниченности сроков редко удастся воспроизвести любой возможный вариант воздействия на локомотив или его узел. Число вариантов, как правило, сводится к минимуму. Тем не менее, в большинстве случаев нужны испытания в различных условиях (климатических, сезонных и др.) при выполнении разных видов работ. Должно быть учтено, что с изменением условий эксплуатации нагруженность различных элементов конструкции изменяется в разной мере и, соответственно, в неодинаковой мере проверяется их надежность. Необходимость всесторонней проверки конструкции влечет за собой увеличение масштабов испытаний, требует их проведение в разное время года, нередко приводит к организационным затруднениям и к повышению стоимости испытаний.

Этот фактор существенно ограничивает объем эксплуатационных испытаний и зачастую препятствует их проведению с должной полнотой. В таких случаях недостающую информацию должны восполнить параметрические данные, полученные с помощью информационно-измерительной системы [3].

Известно, что любая информационно-измерительная система состоит из средств сбора информации, средств ее обработки и отображения, причем вторая часть системы наиболее дорогая и сложная. Поэтому целесообразно средство сбора информации выделить в автономное дистанционное устройство. Это устройство – автоматизированная система сбора и обработки информации (АССОИ), если ее выполнить на современной элементной базе будет сравнительно простой, дешевой и неприхотливой в эксплуатации. С ее помощью можно проводить эксплуатационные испытания различных серий локомотивов. Средства же обработки и отображения (АРМ на базе высокопроизводительных компьютеров) можно располагать лишь в отдельных подразделениях железных дорог, например в депо, где производится обслуживание локомотивов. В такие АРМ, многие из которых интегрированы в информационную сеть дороги, информация может переписываться из АССОИ с помощью переносных компьютеров типа notebook или palmtop.

Для обеспечения гибкости и приспособляемости к конкретным задачам архитектура АССОИ должна быть открытой, что позволит изменять функциональные возможности и характеристики устройства (объем памяти, количество вводимых аналоговых и дискретных сигналов и алгоритм опроса, средства доступа к базе данных АССОИ и т. д.) за счет подключения соответствующих аппаратных и программных модулей. Это позволяет создавать различные варианты АССОИ в зависимости от конкретного круга решаемых задач.

Необходимо использовать в АССОИ архитектуру, совместимую с существующими ПЭВМ, что позволит применять широко распространенное прикладное программное обеспечение и инструментальные средства разработки программ, а также типовые интерфейсы для организации взаимодействия с другими системами.

АССОИ должна обеспечивать простую технологию изменения прикладного программного обеспечения, настройки на определенный режим работы, перезаписи информации из АССОИ на промежуточный носитель.

АССОИ должна содержать средства для датирования измерений, быть устойчивым к сбоям, не влиять на локомотивные устройства, к которым регистратор подключен. Работоспособность АССОИ должна обеспечиваться

в условиях вибраций и ударов, сильных электромагнитных помех, неизбежных при работе на борту тепловоза или электровоза.

Тягово-экономические, теплотехнические и реостатные испытания являются одними из трудоемких экспериментальных работ при исследованиях локомотивов. Характерной чертой этих видов испытаний является необходимость измерения и контроля большого числа различных физических параметров: частоты вращения, давлений, температур, расходов жидкостей и газов, электрических параметров, скоростей движения, мощности, пройденного пути и ряда других аналоговых и дискретных величин в системах управления локомотивом. Говоря об этих задачах необходимо подчеркнуть, что многие параметры локомотива во время проведения испытаний не поддаются непосредственным измерениям и подлежат определению их расчетным путем. Кроме того, правомочность проведения испытаний должна все время подтверждаться контролем целого ряда параметров, определяющих соответствие локомотива и его узлов требованиям ТУ. Поэтому к методике испытаний и используемой аппаратуре предъявляется безусловное требование оперативной информативности и наглядности. Применение осциллографов с выводом результатов измерений на фотобумагу при решении современных задач, отличающихся необходимостью регистрации большого числа параметров и, как следствие, использованием нескольких синхронно включаемых осциллографов, настолько трудоемко и при проведении замеров, и, тем более, при их обработке, что отказ от этого способа вполне обоснован.

Анализ требований к измерительной аппаратуре, возможностей приборов, поставляемых промышленностью, и объема исследовательских работ привел к необходимости решения вопросов инженерной организации всех видов испытаний принципиально новым способом – путем создания автоматизированной системы сбора и обработки информации на базе современных достижений микропроцессорной и вычислительной техники.

В соответствии с этим для сбора и регистрации во время эксплуатации параметров электропоездов метрополитена предложен разработанный на кафедре ЭРПС УкрГАЗТ переносной микропроцессорный комплекс АССОИ [2].

Он включает в себя центральный блок, измерительные датчики, и комплект соединительных кабелей.

АССОИ предусматривает измерение, регистрацию и накопление следующих параметров:

- напряжение (U) и ток (I) в силовой энергетической сети электропоезда;

- скорость движения локомотива (V_s);
- расход электроэнергии ($G_{\text{э}}$);
- позицию контроллера машиниста (КМ);
- привязку к временным интервалам.

Для реализации этих задач в АССОИ организованы 16 входных каналов, из которых 3 являются аналоговыми и 13 дискретными. При этом 6 дискретных каналов являются резервными. Центральный микропроцессорный блок производит прием, обработку и запись сигналов в специальное запоминающее устройство в течение всего времени движения локомотива по участку. Непрерывное время записи параметров работы локомотива составляет не менее 24 часов.

Для приема внешних сигналов в центральном блоке предусмотрен специальный узел, выполняющий гальваническое разъединение их от цепей локомотива, а также исключающий попадание в прибор нечетких дискретных сигналов (имеющих "дребезг" контактов) и импульсных помех.

Структурная схема всего электронного комплекса представлена на рисунке 4.12. Дискретные сигналы, поступающие от датчиков, гальванически разделяются, формируются в узле 6', где производится их приведение к уровню TTL. Аналоговые сигналы также формируются узлами 1' и 2' и затем поступают на аналого-цифровые преобразователи (3' и 4').

Сформированные сигналы, каждый по своему каналу, поступают в сумматоры-преобразователи (5' ,7'), где производится их накопление и обработка по заранее разработанным математическим законам, а затем по команде центрального процессора (15') поступают в оперативное запоминающее устройство 8' (ОЗУ). Накопление сигналов в ОЗУ производится до момента его заполнения, после чего они по специальной команде через буфер 9' поступают в накопитель 10' где и записываются в специальное энергонезависимое запоминающее устройство.

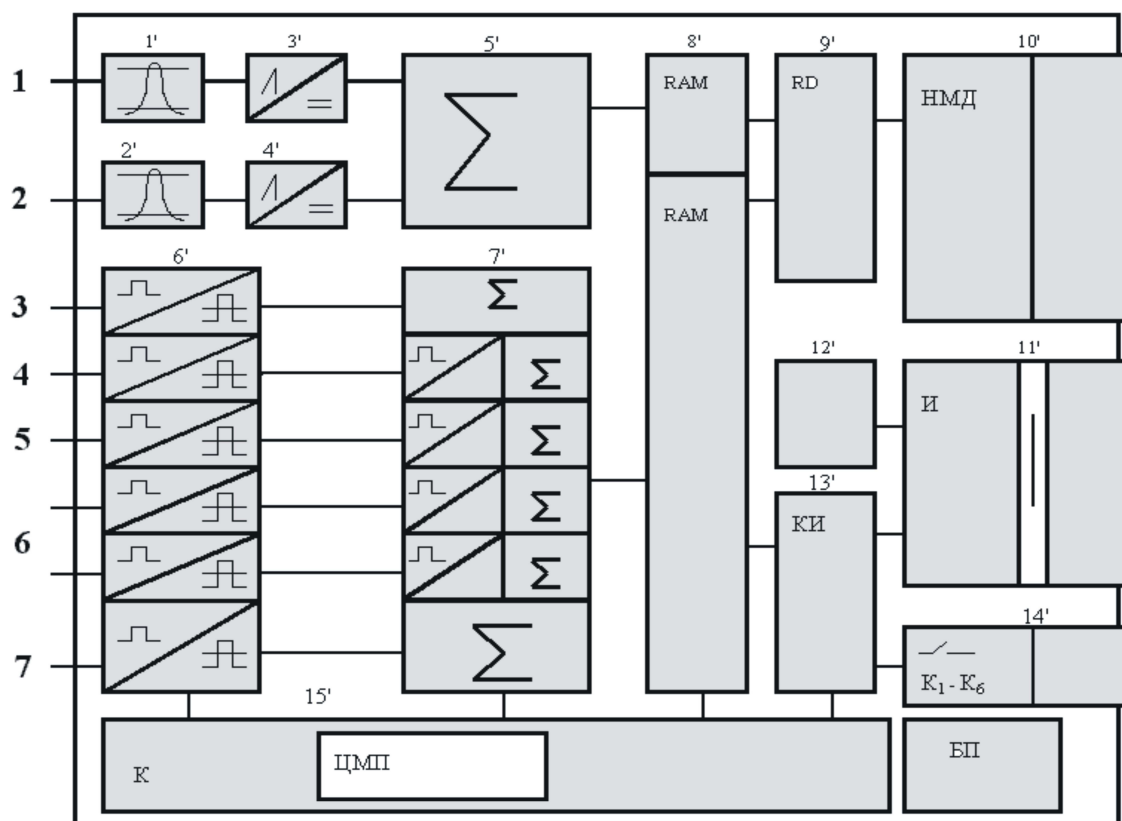


Рисунок 4.12 – Структурная схема АССОИ

В центральном блоке предусмотрена установка начальных значений: текущего времени; типа подвижного состава, с которого будет, производится съем информации; задание количества и номера рабочих каналов, а также их тестирование перед началом работы. Пуск прибора осуществляется специальной коммутационной командой, имеющей триггерную защелку, позволяющую исключить случайное выключение прибора во время его работы в рабочем режиме. Все установки начальных значений, а также рабочий режим блока визуально отображается на специальном индикаторе, расположенном на передней панели и работающем в режиме бегущей строки.

В качестве измерителей U и I используются стандартные датчики напряжения и тока (GA32 и GA33), которые применяются на маневровых тепловозах ЧМЭЗт. Датчики скорости движения локомотива (V_s) выполнены по обычной оптоэлектронной схеме с формированием импульсного сигнала.

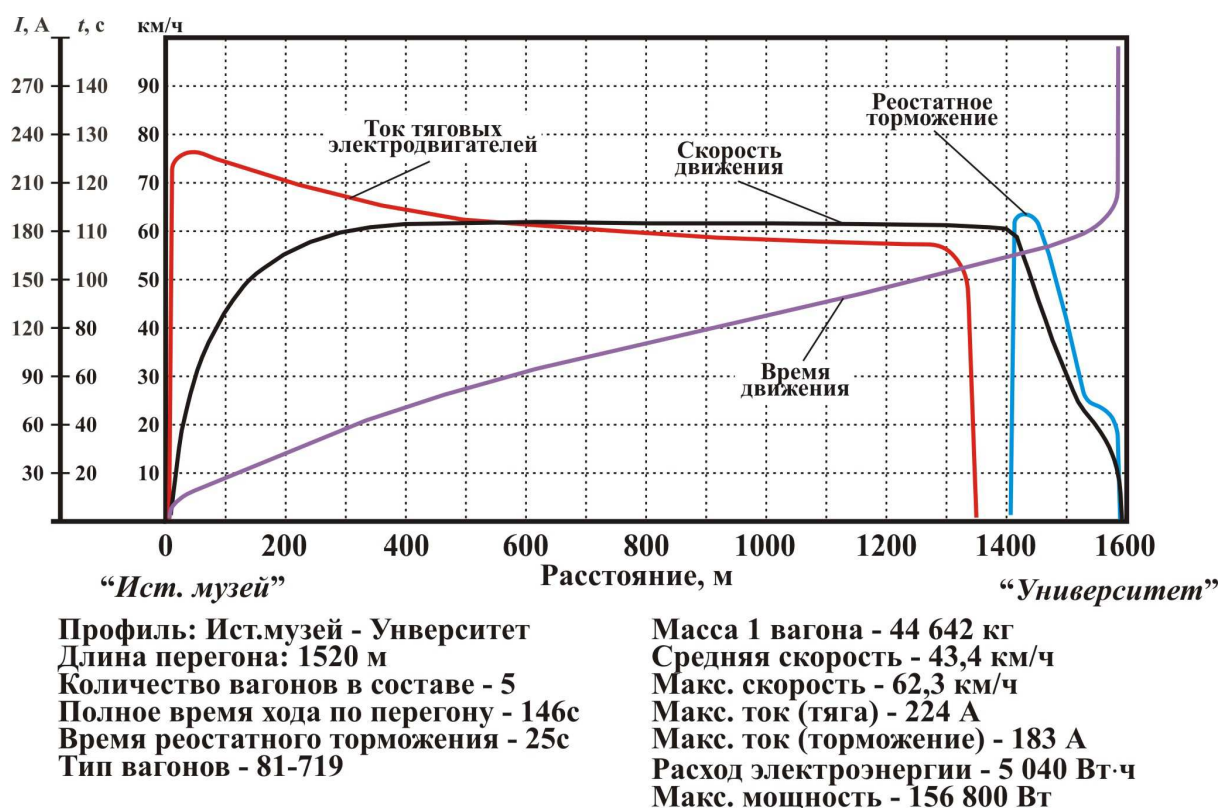


Рисунок 4.13 – Пример записи параметров движения электропоезда метрополитена на участке "Исторический музей" – "Университет"

После записи на специальное запоминающее устройство (ЗУ) накопленные данные, через интерфейс связи передаются на ПЭВМ, где обрабатываются по специальной программе.

В качестве примера на рисунке 4.13 показана запись параметров движения электропоезда метрополитена на одном из участков его работы.

ВЫВОДЫ

Поводя итоги результатов выполненного исследования, можно утверждать, что поставленная цель решена – достигнуты положительные результаты испытаний новых технологий на основании разработки научной задачи повышения надежности тяговых передач электропоездов.

Кроме того:

1. В работе выполнен анализ условий работы тяговых передач, их динамика и прочность, которая выдвигает целесообразность внедрения новых технологий ремонта и восстановления.

2. Разработана комплексная модель оценки ресурса тяговых передач электропоездов для всех стадий жизненного цикла, которая базируется на линейных и экспоненциальных зависимостях износа рабочей поверхности зубчатых колес с учетом их износной равнопрочности.

3. Получены аналитические зависимости прогнозирования ресурса тяговых передач на стадии их интенсивного износа.

4. Предложена модель определения ресурса на основе данных виброакустического диагностирования и получены зависимости для прогнозирования остаточного ресурса экстраполированием по найденному тренду с определением момента его пересечения с линией предельного состояния.

5. Выполненная разработка микропроцессорной автоматизированной системы сбора и обработки информации (АССОИ), с помощью которой получены зависимости нагрузки тяговых передач в функции времени, а также значения удельных расходов электроэнергии опытными и серийными электропоездами.

6. На основании внедрения опытных образцов микропроцессорных приборов и доработанной технологии вибромониторинга экипажной части электропоездов значительно повышен объем достоверной диагностической информации во время проведения технического обслуживания и текущего ремонта.

7. На основании сопоставления теоретических данных с полученными параметрами, во время эксплуатационных испытаниях на опытных электропоездах, для ПЭВМ сформированы эталонные виброкритерии, которые позволяют при диагностировании, определять конкретный отказ в узлах тяговых передач.

8. Предложенные мероприятия на опытном парке электропоездов позволило повысить их коэффициент готовности на 0,1%, сократить время их непроизводительного простоя на 3% и повысить безотказность в эксплуатации на 7%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авакян В. А. Диагностика источников вибрации машин с учетом амплитудной модуляции / В. А. Авакян. Электроника. – 1978. – №2. – С. 58-61.
2. Бабанин А. Б. Автоматизация регистрации параметров локомотивов // Підвищення ефективності технології та техніки для виконання вантажно-розвантажувальних, будівельних і колійних робіт на залізничному транспорті: Зб. наук. пр. / А. Б. Бабанин. – Харків. : ХарДАЗТ, 1999. – Вип. 36. – С. 155-159.
3. Бабанин О. Б. Переносний електронний реєструючий комплекс // Міжвуз. зб. наук. пр. / О. Б. Бабанин, В. М. Резнік. – Харків. : ХарДАЗТ, 1998. – Вип. 34 – С. 57-59.
4. Балицкий Ф. Я. Соколов А. Г. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов. / Ф. Я. Балицкий, А. Г. Соколов. – М. : Наука, 1984. – 129 с.
5. Беляев А. И. Повышение надежности экипажной части тепловозов. Надежность и качество. / А. И. Беляев, Б. Б. Бунин и др. – М. : Транспорт, 1984. – 248 с.
6. Беляев А. И. , Иванов В. В., Кононов В. Е. Снижение концентрации напряжений в зубьях прямозубых консольных передач // А. И. Беляев, В. В. Иванов, Кононов В. Е. – Вестник ВНИИЖТ. – №7. – 1970. – С. 13-16.
7. Бидерман В. Л. Прикладная, теория механических колебаний. / В. Л. Бидерман. – М. : Машиностроение, 1972. – 320 с.
8. Бирюков И. В. , Савоськин А. Н. , Бурчак Г. П. Механическая часть тягового подвижного состава. / И. В. Бирюков, А. Н. Савоськин, Г. П. Бурчак. – М. : Транспорт, 1992. – 440 с.
9. Бурчак Г. П. Оптимизация параметров подвесок транспортной машины с учетом стохастических свойств системы и возмущения // Г. П. Бурчак, А. Н. Савоськин. Вестник машиностроения. – №5. – 1989. – С. 17-21.
10. Воинов К. Н. Прогнозирование надежности механических систем. / К. Н. Воинов. – Л. : Машиностроение, 1978. – 208 с.
11. Греггер Г. Исследования по триботехнике. / Г. Греггер, Г. Кобольд. – М. : ВНИИНМАШ. – С. 187-195.

12. Дехтярь Л. И. Выносливость валов. / Л. И. Дехтярь, Д. А. Игнатьков, В. К. Андрейчук. – Кишинев : Штиинца, 1983. – 175 с.
13. Иванов В. Н., Смирнов В. Е. Определение характеристик надежности колесно-моторных блоков тепловозов с различными типами подвешивания тяговых двигателей // В. Н. Иванов, В. Е. Смирнов. – Тр. МИИТ. – Вып. 415. – 1972. – С. 37-49.
14. Костецкий Б. И., Гермадский Л. И., Натансон М. Е. Надежность и долговечность машин. / Б. И. Костецкий, Л. И. Гермадский, М. Е. Натансон. – Киев: Техника, 1975. – 408 с.
15. Мирский Г. Я. Аппаратное определение характеристик случайных процессов. / Г. Я. Мирский. – М. : – Л. : Энергия, 1967. – 432 с.
16. Рыбакова Л. М. Структура и износостойкость металла. / Л. М. Рыбакова. – М. : Машиностроение, 1982. – 212 с.
17. Ширман А. Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования. / А. Р. Ширман, А. Б. Соловьев. – М. : Машиностроение, 1996. – 276 с.

Наукове видання

ЗУБЕНКО Денис Юрійович

**ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ
ТЯГОВИХ ПЕРЕДАЧ РЕЙКОВОГО
ЕЛЕКТРОТРАНСПОРТУ**

МОНОГРАФІЯ

(рос. мовою)

Відповідальний за випуск д.т.н. *В. Х. Далека*

Редактор *З. І. Зайцева*

Комп'ютерне верстання *І. В. Волосожарова*

Дизайн обкладинки *І. П. Шелехов*

Підп. до друку 17.02.2015
Друк на різнографі.
Тираж 300 пр.

Формат 60x84/16
Ум. друк. арк. 7,5
Зам №

Видавець і виготовлювач:
Харківський національний університет
міського господарства імені О. М. Бекетова,
вул. Революції, 12, Харків, 61002
Електронна адреса: rectorat@kname.edu.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:
ДК № 4705 від 28.03.2014 р.